



Diplomová práce

# **Simulace jízdní dynamiky vozidel**

Simulation of car ride dynamics

Jméno autora: Max Seidler

Rok odevzdání: 2021

# Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Max Seidler**

Studijní program: N0715A270004 Materiály a technologie pro automobilový průmysl

Téma:

Simulace jízdní dynamiky vozidel  
Simulation of car ride dynamics

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s vhodným SW pro simulaci s možností nezávislého pohonu všech kol.
2. Ve zvoleném SW zadejte vstupní data automobilu StudentCar SCX.
3. Proved'te simulace jízdních manév'rů s nezávislým pohonem kol.
4. Porovnejte simulace s naměřenými údaji z jízdních zkoušek.
5. Zhodnot'te výsledky a navrh'něte další postup.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] Sondkar, P., Gharpure, S., Schrand, V., and Attibele, P., "Longitudinal Vehicle Dynamics Modeling for AWD/4WD Vehicles to Study Torque Split between Front and Rear Axles," SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility 2(5):2987-2996, 2020.
- [3] Wheals, J., Baker, H., Ramsey, K., and Turner, W., "Torque Vectoring AWD Driveline: Design, Simulation, Capabilities and Control," SAE Technical Paper 2004-01-0863, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-0863>.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jiří Kulháněk, Ph.D.**

Datum zadání: 30.11.2020

Datum odevzdání: 23.04.2021

---

doc. Ing. Petr Tomčík, Ph.D.  
vedoucí katedry

---

prof. Ing. Jana Dobrovská, CSc.  
děkanka fakulty

## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce **Ing. Jiřímu Kulhánkovi, Ph.D.** za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce, a svojí rodině za podporu během celé doby mého studia.

## ABSTRAKT

Účelem této diplomové práce je seznámení s problematikou virtuálních jízdních zkoušek a provedení virtuální zkoušky vozidla SCX jako takového. V první části této práce se zabývám rešerší dostupných programů pro virtuální jízdy zkoušky automobilů a návrhem vhodného simulačního software. Ve druhé části se zabývám návrhem virtuálních modelů vozidla SCX v programu LMS Amesim. Následuje provedení virtuálních zkoušek jízdní dynamiky při výbňém manévru dle normy ISO:3888. V závěru porovnávám výsledky virtuální a reálné jízdní zkoušky.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Elektromobil, virtuální jízdní zkoušky, jízdní zkoušky, simulace jízdní dynamiky, LMS Amesim

## ABSTRACT

The purpose of this diploma thesis is familiarization with virtual driving test and software for virtual testing of vehicle dynamics. The first part of this thesis, deals with the comparisation of avalible software for vehicle dynamics testing currently on the market. Second part describes construction of models suitable for testing of vehicle dynamics for vehicle SCX in software LMS Amesim. The following topic is about comparison of results from virtual driving test and data recieved from measuring components in real driving test on test track.

## KEY WORDS

Electric car, virtual driving tests, driving test of vehicle, simulation of vehicle dynamics, LMS Amesim

## Obsah

1	Srovnání dostupných software pro simulaci jízdních zkoušek.....	9
1.1	veDYNA .....	9
1.2	Adams Car .....	10
1.3	Simcenter Amesim.....	10
1.4	Carsim.....	11
2	AMESim Simcentre .....	12
2.1	Návrh šasi .....	13
2.2	Návrh odpružení .....	14
2.2.1	System odpružení nápravy.....	15
2.2.2	Pružná kinematika zavěšení.....	15
2.3	Návrh řízení .....	16
2.4	Návrh pohonu .....	16
2.5	Návrh pneumatiky.....	17
2.6	Návrh brzdového systému .....	18
2.7	Návrh řešení pro technologii Torque vectoring.....	19
2.8	Aerodynamika vozidla.....	20
2.9	Návrh post-processingu vozidla.....	20
3	Schéma modelu vozidla pro simulaci.....	21
3.1	Detailně rozpracovaný návrh modelu .....	21
3.2	Návrh modelu pro simulování manévru ISO:3888.....	22
4	Naplnění hodnot pro simulaci.....	24
4.1	Parametry šasi vozidla .....	24
4.1.1	Těžiště vozidla.....	24
4.1.2	Moment setrvačnosti vozidla.....	27
4.2	Odpružení náprav.....	30
4.3	Pneumatika.....	31

4.4	Řízení .....	32
4.5	Řidič.....	32
4.6	Silnice .....	33
4.7	Aerodynamika.....	33
5	Jízdní simulace .....	34
5.1	Referenční simulace výhybného manévru při rychlosti 50 km/h .....	35
5.2	Simulace výhybného manévru při rychlosti 60 km/h .....	36
5.3	Simulace výhybného manévru pro rychlost 65 km/h .....	37
5.4	Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 65 km/h za pomoci vektorování točivého momentu .....	38
5.5	Simulace výhybného manévru pro rychlost 70 km/h .....	40
5.6	Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 70 km/h za pomoci vektorování točivého momentu .....	41
5.7	Simulace výhybného manévru pro rychlost 75 km/h .....	42
5.8	Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 75 km/h za pomoci vektorování točivého momentu .....	43
6	Porovnání jízdních simulací s reálnými jízdními zkouškami.....	45
6.1	Porovnání dat reálné a simulované zkoušky při rychlosti 60 km/h .....	45
6.2	Porovnání dat reálné a simulované zkoušky při rychlosti 70 km/h .....	46
6.3	Zhodnocení porovnání reálných a simulovaných jízdních zkoušek .....	47
7	Závěr .....	48
8	Citovaná literatura .....	49

## Úvod

Automobilový průmysl je v dnešní době velmi rychle rostoucí a rozvíjející se odvětví patřící do průmyslu 4.0. Aktuálně čelí čím dál tím větší potřebě na virtualizaci nejen polotovarů pro výrobu jako takových, ale také na virtualizaci výroby produktu a v neposlední části také na virtuální testování produktů. Tyto postupy mají poté vliv nejen na optimalizaci procesu, rychlost, flexibilitu, kvalitu a efektivitu výroby, ale také hlavně na neustálé zlepšování produktu, které má za důsledek nesmírnou úsporu nákladů na výrobu. Je proto důležité spojit skutečný svět se světem virtuálním kde mezi sebou tyto světy neustále komunikují a poskytují si mezi sebou data, která se následně využívají pro optimalizaci.

Velmi často používanou, ne-li nezbytnou součástí výroby automobilů je použití takzvaného virtuálního dvojčete automobilu. Toto virtuální dvojče automobilu umožňuje vysokou efektivitu při vývoji automobilu nehledě na jeho koncept nebo koncept jeho pohonu. Díky simulačním programům lze zdokonalovat design, specifikace a v neposlední řadě také jízdní dynamiku vozidel dříve, než jdou do výroby. Například je možné simulovat chování vozidla na silnici, dříve, než je sestaven první prototyp vozidla.

V první části této práce se věnuji různým simulačním programům pro vytváření digitálního dvojčete automobilu a jejich schopnostem. Dále také jejich vzájemnému porovnání a možnostem jejich implementace do výrobních procesů automobilek.

V druhé části se poté podrobněji věnuji programu AMESim Simcenter, který je vyvíjen společností Siemens a společně s dalšími programy jejich společnosti nabízí kompletní servis pro automobilky od návrhářských programů součástí, přes tvorbu virtuálního dvojčete automobilu až po optimalizaci výroby a logistiku automobilky.

V třetí části práce se poté zabývám návrhem digitálního dvojčete elektromobilu SCX vyvinutého na katedře Materiálů a technologií pro automobilový průmysl, na fakultě materiálově-technologické Vysoké školy báňské, Technické univerzity v Ostravě, virtuálním testováním jízdní dynamiky a v neposlední řadě také porovnáním výsledků virtuální jízdní zkoušky s reálnými daty z jízdních zkoušek.



# 1 Srovnání dostupných software pro simulaci jízdních zkoušek

V této části mé bakalářské práce se budu věnovat jednotlivým programům pro virtuální simulaci jízdních zkoušek. Dle kritérií poté vyberu software ve kterém vytvořím simulaci jízdní dynamiky pro vozidlo SCX.

Programy by měli splňovat následující podmínky:

- Možnost simulace pohonu pomocí čtyřech nezávislých motorů
- Import modelu ze SW třetích stran
- Jednoduché a intuitivní grafické prostředí
- Dostupnost studentské verze

## 1.1 veDYNA

Program veDYNA je komplexní software pro reálnodobé simulační zkoušky dynamiky vozidla vyvinutý německou společností TESIS. Jeho použití sahá od testování a vývoj konceptuálních vozidel až po testování jízdní dynamiky například před použitím vylepšených komponentů vozidla a k testování dynamiky vozidla jako takového.

Mezi jeho přednosti patří možnosti přesného namodelování vozidla přes intuitivní GUI včetně jeho přesných parametrů jako jsou karoserie vozidla, šasi, řízení, brzdový systém, systém odpružení vozidla, aerodynamika vozidla, parametry pneumatik a kol samotných, pohon kol apod. Dále také přesné simulaci jízdních zkoušek včetně programování trasy, akcelerace apod. Jednotlivým prvkům tohoto software se budu intenzivněji věnovat v samotné hlavní části této bakalářské práce.

Samotný výpočetní model tohoto programu je založený na programu MATLAB & Simulink od společnosti The MathWorks, Inc včetně automatizovaného pre a postprocessingu simulace. Program dále umožňuje 3D simulaci jízdních zkoušek přímo v počítačovém rozhraní programu. Jednou z jeho dalších funkcí je vykreslování grafů například pro zatížení náprav, tlumičů, pneumatik apod. Součástí 3D simulace jízdních zkoušek plně programovatelná silnice. Zde je možnost naprogramovat vertikálně a horizontálně reliéf, povrch a jeho adhezi. U těchto dat lze také použít data získaná například z GPS modulů a plně je implementovat do simulace jízdní zkoušky.

K dispozici je pouze starší verze programu, která bohužel nesplňuje požadovaná kritéria, která byla požadována.

## 1.2 Adams Car

Tento software vyvíjený americkou společností MSC Software slouží k virtuálnímu testování vozidel. Pomocí tohoto programu lze vytvořit a testovat virtuální modely vozidel včetně jeho podsystému jako je odpružení, včetně manévru vozidla, elektronické řídicí jednotky, funkčnost designu apod. U tohoto programu můžeme provádět simulace jízdních zkoušek za různých stavů a povah vozovky, což je nesmírnou výhodou.

Program disponuje knihovnou kloubů a různých propojení což umožňuje přesnější simulace. Z tohoto důvodu je vhodný například pro návrhy šasi a jejich testování. Umožňuje také implementaci dat ze SW třetích stran.

Software splňuje všechny podmínky pro použití pro simulaci jízdní dynamiky avšak kvůli jeho složitosti jsem jej pro realizaci práce nevybral.

## 1.3 Simcenter Amesim

Společnost Siemens nabízí pro automobilový průmysl digitální řešení šitá na míru přesně dle specifických potřeb průmyslu. Automobilový průmysl určuje směr a technologické trendy i dalším výrobním odvětvím. Vývoj této oblasti jde neuvěřitelně rychle dopředu a je hybnou silou nové éry digitalizace. Díky portfoliu řešení pro digitální podnik společnosti Siemens digitalizace pomáhá automobilovému průmyslu uvádět na trh nové a úspěšné vozy rychleji a efektivněji. [1]

Pomocí simulačních řešení systému Simcenter mohou inženýři koncepty vyhodnotit velmi brzy, ještě dříve, než je k dispozici CAD geometrie. V pozdějších fázích lze poté upravit parametry simulace systému. Jedná se o velmi efektivní způsob, a proto se hodí pro vývoj designu. Komponenty jsou analyticky definované a mají vstupní a výstupní porty. Modely mohou mít různé stupně složitosti a mohou dosahovat velmi vysoké přesnosti.

Modely CAE (Computer-aided engineering – počítačové navrhování) mohou vysvětlovat další jevy přirozeně související s aspekty 3D fyziky, které jsou obvykle velmi podrobnými a výpočetně náročnými. V posledních desetiletích byly různé technologie 3D CAE urychlením vývoje a prokázaly svoji užitečnost a výhodu vyhnout se změnám v pozdější fázi vývoje automobilu.

Nesmírnou výhodou software Amesim Simcenter je velmi rozsáhlá databáze různých součástí a fyzikálních modelů připravených pro přímé použití při konstrukci simulace. Díky této knihovně lze velmi přesně skloubit jednotlivé části programu a simulovat model ve smyčce.

Tyto smyčky mohou poté vytvořit přesné digitální dvojče systému (Software-in-loop), modelu (Model-in-loop) a komponentu (Hardware-in-loop). Simulace lze dále vylepšovat za pomoci fyzického testování prototypů a zpětného simulování v programu. To usnadňuje spolupráci v různých, na první pohled odlišných oborů.

Simcenter Amesim má dále také otevřené prostředí pro integraci prvků z externích zdrojů. Program je schopen používat a propojit při simulacích prvky CAE a CAD od různých třetích stran a spojit je ve funkční celek.

Hlavní výhody programu:

- Dřívější a rychlejší zhodnocení chování komplexního systému
- Přesnější simulace díky zachycení veškeré fyziky v mechatronickém systému
- Dřívější porovnání návrhových možností vzhledem k požadavkům
- Vylepšená spolupráce mezi odděleními sdílením stejné platformy pro vývoj modelů a ovládacích prvků

Vzhledem k dostupnosti tohoto programu pro studijní účely a jeho komplexnost jsem se rozhodl realizovat virtuální jízdní zkoušky právě v tomto programu.

#### 1.4 Carsim

Program Carsim umožňuje simulace komplexních systému včetně jejich testování. Obsahuje také knihovnu modelů umožňující snadnější používání. Disponuje také možností implementace dat se software třetích stran jako jsou Adams, LabView, Simulica, Excel, CAD, CAE, CAM.

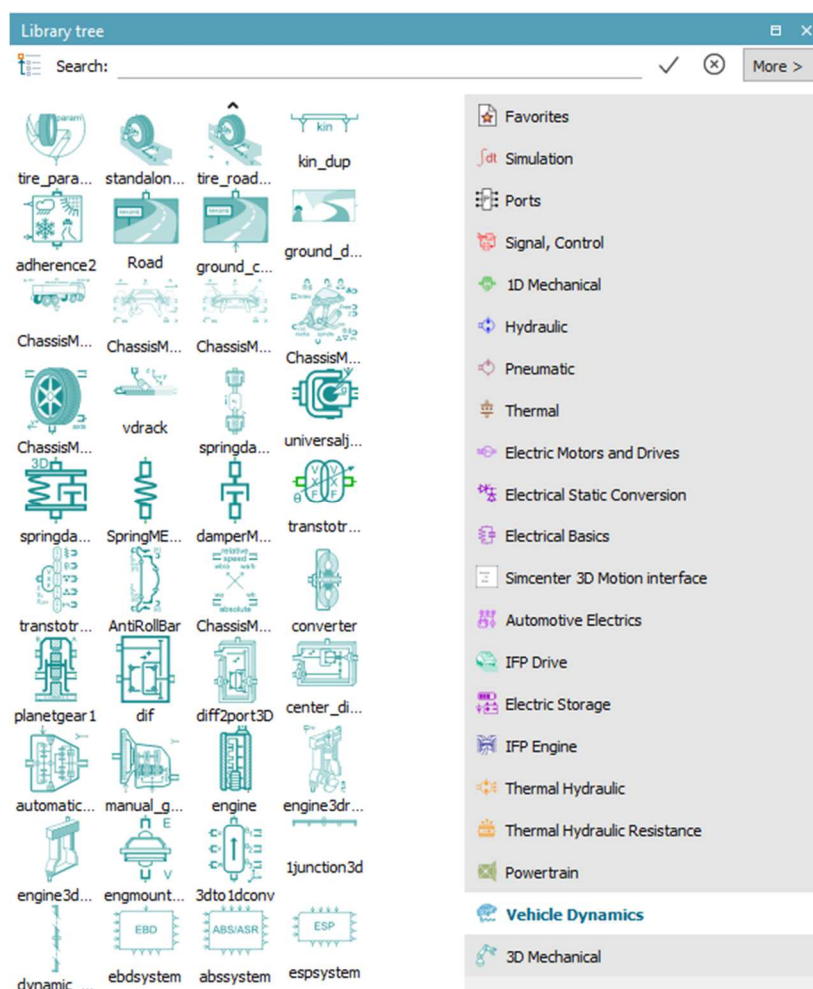
Výhodou je možnost simulování dopravy pro vyvíjení systému ADAS.

Je k dispozici studentská verze avšak je velmi omezená a pro účely této diplomové práce se nehodí.

## 2 AMESim Simcentre

Tato část diplomové práce pojednává o principech fungování simulačního programu Simcenter Amesim a základech pro práci s ním.

Jako víceméně všechny simulační programy pro simulaci jízdní dynamiky vozidel, tak i tento software vypočítává simulace pomocí rovnic a dalších matematických operací. Díky však jeho velmi rozsáhlé knihovně lze předejít programování jednotlivých rovnic. Knihovna obsahuje přes 6 500 kusů předpřipravených komponent, které jsou plně modifikovatelné pro různá použití. Tyto předpřipravené komponenty již obsahují dané rovnice, a tudíž dochází k nesmírné úspoře času při navrhování komponent a řešení.

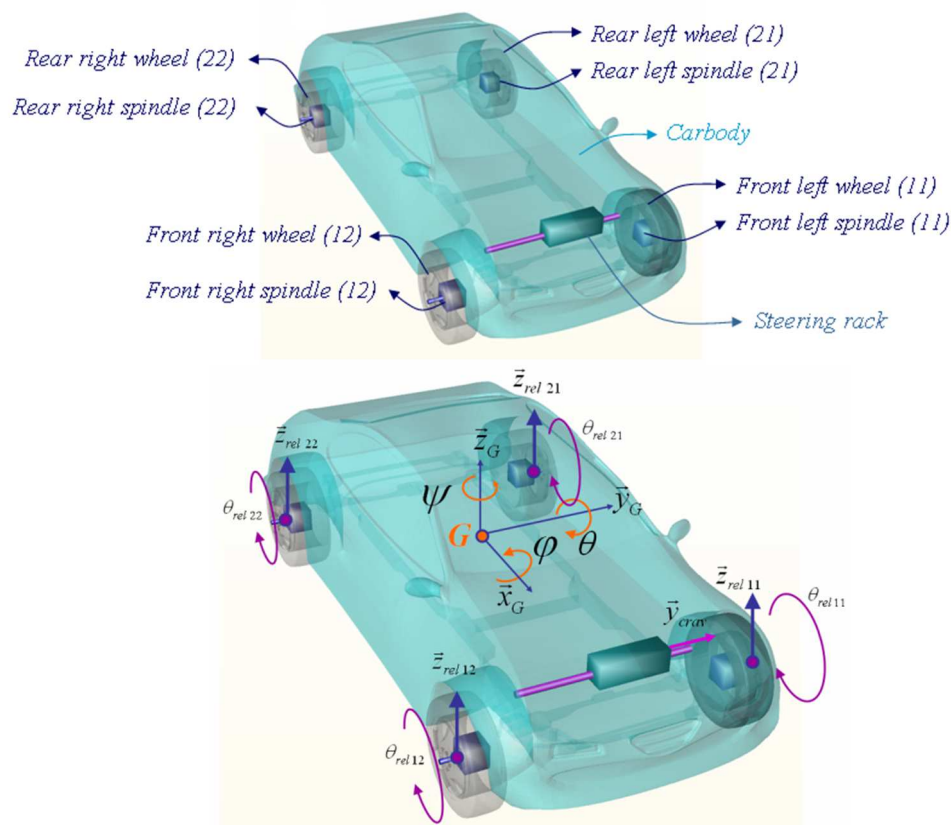


Obrázek 1 Knihovna simulačního programu Amesim Simcentre

Samotná konstrukce vytvářeného dílu se poté vytváří za pomoci spojování jednotlivých položek knihovny do složitějších systémů. Každá předdefinovaná součást má své vstupy a výstupy, které je zapotřebí vhodně propojit nebo připojit k dalším.

## 2.1 Návrh šasi

Návrh podvozku je základní modul pro modelování jízdní dynamiky vozidla. Jako výchozí model šasi jsem zvolil podvozek, který disponuje patnácti stupni volnosti. K tomuto modulu se později připojí jednotlivé podsystémy vozidla (pružiny, tlumiče, stabilizátory, aerodynamický modul, pneumatika, silnice, senzory, pohon, brzdy, řízení, vnější zatížení, ...). Tento model podvozku s patnácti stupni volnosti obsahuje některé části vozidla, jako karoserii vozidla, řízení, těhlice, kola a všechny mechanické spoje mezi těmito díly.



Obrázek 2 komponenty šasi s patnácti stupni volnosti

Samotný komponent podvozku disponuje třiceti šesti vstupy a výstupy pro připojení jednotlivých komponent.

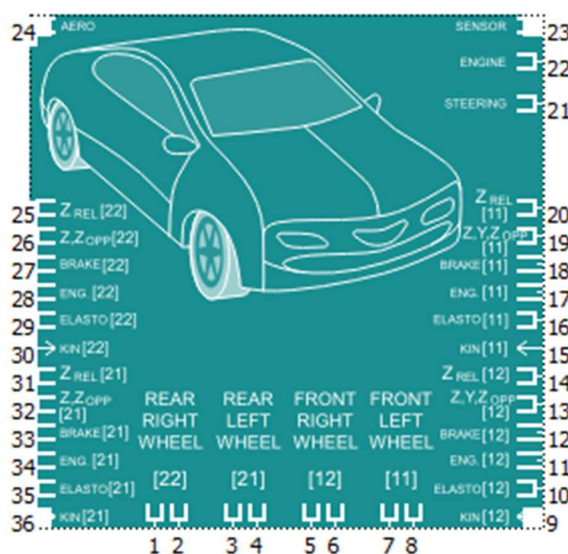
Vstupy:

- Síla ve středu kola
- Síla na těhlici ve středu kola
- Síly odpružení (pružina, tlumič, dorazy, stabilizátor)
- Vliv síly na hnací hřídeli na těhlici a kolo (akce)/vliv síly motoru na karoserii (reakce)
- Brzdné síly na třmenu (kolo/těhlice)
- Vnější síly na karoserii (aerodynamika, motor, vnější zdroje)

- Síly na hřebenu řízení
- Síly na pneumatice

Výstupy:

- Kinematické veličiny působící na karoserii (rozložení hmotnosti, rychlost, zrychlení, ...)
- Kinematické veličiny působící na těhlici
- Kinematické veličiny působící na kolo
- Působení na hřeben řízení
- Zdvih kola



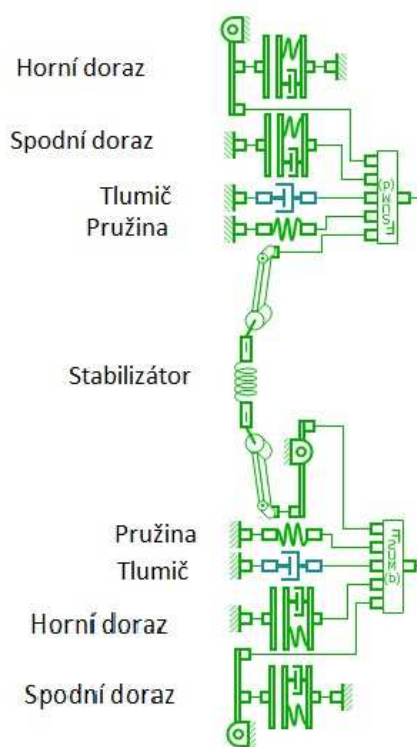
Obrázek 3 Vstupy a výstupy na komponentu podvozku v programu Simcenter

## 2.2 Návrh odpružení

Při návrhu odpružení simulovaného vozidla jsou k dispozici dvě možnosti, které lze aplikovat. První je jednoduchý model soustavy tlumiče, pružiny a stabilizátoru, který všechny důležité vlastnosti integruje do jednoho celku. Jako další možnost je sestavení soustavy odpružení po jednotlivých součástech, jako jsou horní a spodní doraz, tlumič, pružina, stabilizátor pro každou část nápravy zvlášť. Toto řešení bylo aplikováno i pro vytvořený a testovaný model vozidla.

### 2.2.1 Systém odpružení nápravy

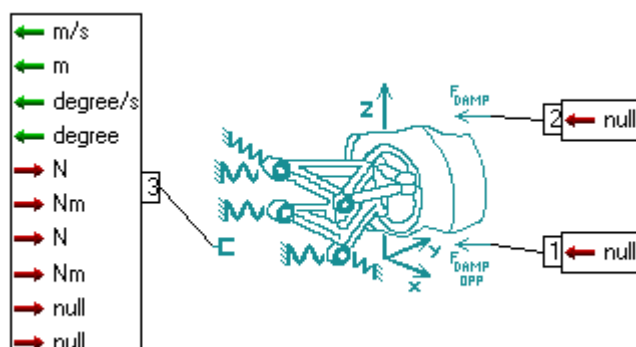
Tento návrh odpružení pro simulaci odpovídá prakticky jakémukoliv typu nápravy, protože zohledňuje pouze mechanické síly vznikající při propružení a dále také tuhost pružiny a odpor tlumiče a stabilizátoru.



Obrázek 4 Návrh odpružení nápravy

### 2.2.2 Pružná kinematika zavěšení

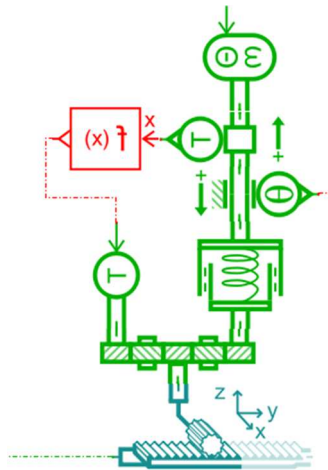
Důležitou součástí odpružení nápravy je také pružná kinematika zavěšení. Pružný kinematický model představuje rozložení hmoty kola pod vlivem sil nápravy. Elastické deformace při zátěži jsou díky pohyblivosti nápravy analyticky lineární funkcí. Tento model je založen na principu posuvu díky síle.



Obrázek 5 Schéma vstupů a výstupů kinematiky zavěšení

## 2.3 Návrh řízení

Obdobně jako u ostatních komponentů, i u návrhu řízení existuje několik možností, jak jej simulovat. Jednou z možností je použití předdefinované součástky, avšak pro přesnější simulaci je vhodné sestavit soustavu řízení z jednotlivých částí. Tento návrh je pro přesnější simulaci dostačující.



*Obrázek 6 návrh řešení řízení*

## 2.4 Návrh pohonu

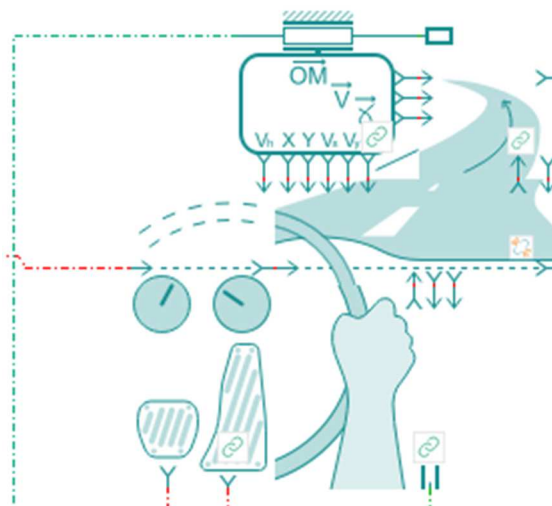
V případě návrhu pohonu je nutno zvážit, kterou metodu zvolit, aby byla vhodná pro danou aplikaci. Pohonné ústrojí lze řešit několika způsoby. První možnou variantou je zvolit rychlost jako konstantu a tu poté propojit se součástmi, které vyžadují tuto veličinu. Tento způsob je však vhodný pouze pro jízdní zkoušky, které nevyžadují změny rychlosti a není zde pro správnou aplikaci třeba výkonu.

Jako další možnost je za pomoci grafu definovat požadavek na točivý moment. Tento způsob umožňuje plynulou regulaci výkonu bez potřeby programování celého motoru. Nevýhodou ovšem je, že v průběhu manévru již nelze dle potřeby regulovat požadavek na točivý moment, a proto se pro některé aplikace nehodí. Pro naše účely ovšem tato varianta dostačuje.



Obrázek 7 Nástroj pro aplikaci točivého momentu zastupující motor



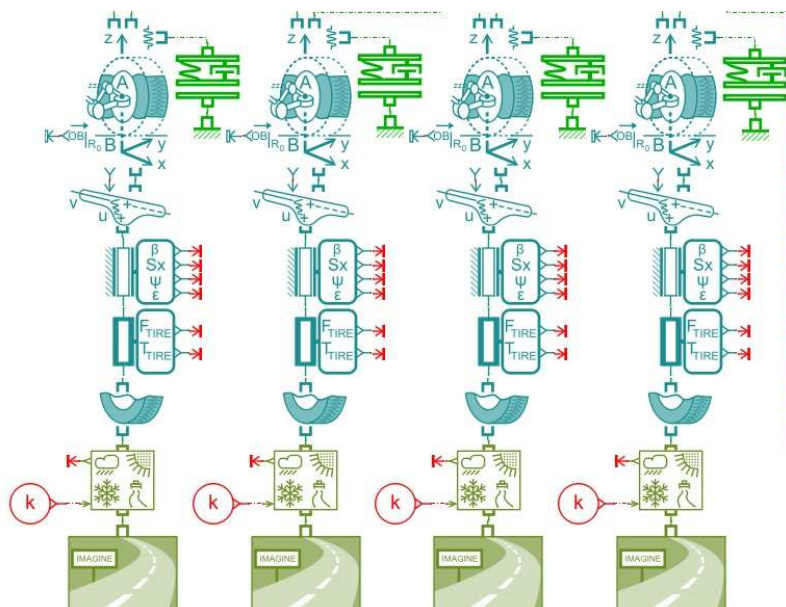


Obrázek 8 Virtuální řidič

Pro pokročilejší simulace manévrů software disponuje funkcí simulace řidiče. Skládá se z několika komponent, které jako celek jsou schopny autonomně řídit simulovaný automobil, dle zadané trajektorie, rychlosti, cíleného zrychlení atd.

## 2.5 Návrh pneumatiky

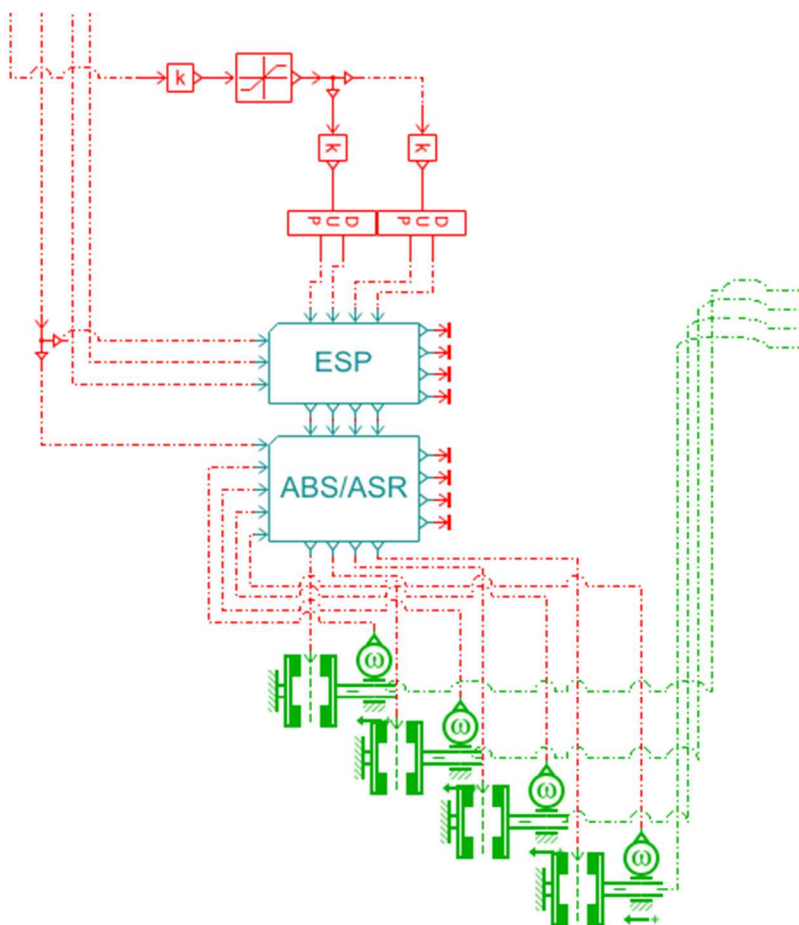
Při návrhu pneumatik je velmi mnoho možností, jak postupovat. Nejdůležitější je však zohlednit kinematický model pneumatiky, který je předdefinován, tuhost, šířku a efektivní rádius pneumatiky. V případě tohoto návrhu je zakomponován i pružný model bočnice. Samotný model pneumatiky je poté spojen s modelem silnice včetně všech potřebných třecích koeficientů.



Obrázek 9 Návrh pneumatik

## 2.6 Návrh brzdového systému

Brzdová soustava v případě integrace ABS (Anti-lock Brake System), ESP (Electronic Stability Program) a ASR (Anti-Slip Regulation) musí být opatřena senzory otáček jednotlivých kol. Ostatní senzory (snímač natočení volantu, snímač podélného a příčného zrychlení, snímač tlaku brzdové kapaliny, snímač polohy plynového pedálu) potřebné pro správné fungování systému jsou již integrovány v předdefinované součástce z knihovny software.



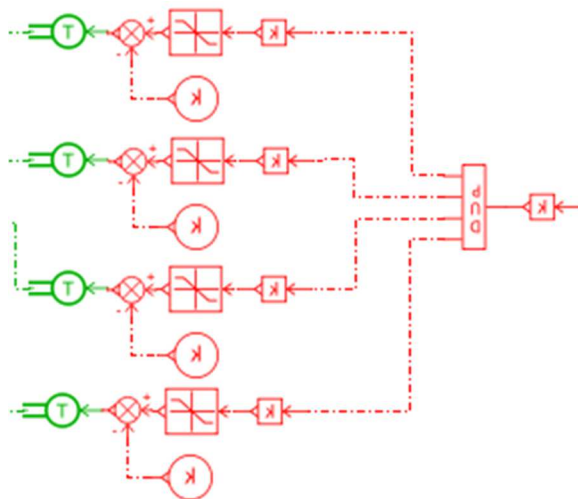
Obrázek 10 Schéma návrhu brzdového systému s ABS/ASR a ESP

## 2.7 Návrh řešení pro technologii Torque vectoring

Technologie torque vectoring spočívá v přesném dávkování točivého momentu na jednotlivá kola podle toho, jakou mají trakci nebo dle probíhajícího manévru. Například při nedotáčivosti je automobil schopen poslat většinu výkonu na zadní nápravu, a tak předejít nedotáčivému smyku. Technologie se většinou používá u vozidel s pohonem obou náprav, ale dnes jsou i chytré přední diferenciály, které dokážou přesně dávkovat výkon a s pomocí spolupráce s ESP dosáhnout ideálního průjezdu zatáčkou.

V případě testovaného vozidla SCX se systém torque vectoring odlišuje od konvenčních systémů, kde je převod točivého momentu řešen přes soustavu diferenciálů a brždění určitých planetových kol diferenciálu. Jelikož je pohon vozidla SCX řešen soustavou čtyř nezávislých BLDC motorů, je zde torque vectoring řízen řídicí jednotkou, která posílá určitý výkon na dané kolo.

Navržený model slouží pro demonstraci možností vytváření systému pro vektorování točivého momentu. V tomto návrhu se posílá záporný točivý moment na vnitřní kola vzhledem k úhlu natočení volantu a kladný moment na vnější kola. Výstupní signál natočení volantu je násoben konstantou a následně omezen maximálními a minimálními hodnotami. Dále je od něj odečtena další konstanta simulující rekuperaci motorů.



Obrázek 11 Modul pro zjednodušený torque vectoring

Aby bylo možné simulovat systém torque vectoring i na testovaném modelu, zařadil jsem do soustavy modul, který je schopen rozdělovat točivý moment na kola dle zadané funkce. Tento modul může být do budoucna nahrazen programem pro torque vectoring, který se aktuálně nachází na vozidle SCX a tím umožnit přesnější simulace chování automobilu.

## 2.8 Aerodynamika vozidla

Aerodynamický odpor vozidla je zde řešen pomocí jednoho modulu. Tento modul do sebe integruje takzvaný aerodynamický motor, který působí momenty na vozidlo. V případě použití této metody je pro výpočty aerodynamického odporu nutné znát pouze rozvor vozidla, hustotu vzduchu a polohu středu vozidla v úrovni styku pneumatiky s vozovkou.

$$\vec{F}_{aero} = \frac{1}{2} \rho S C_i V^2$$

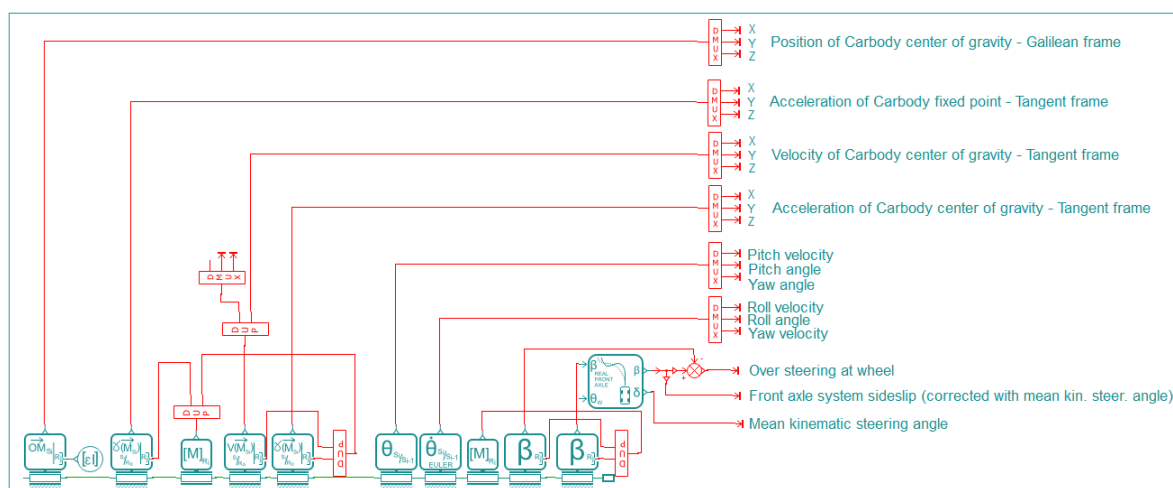
$$\vec{M}_{aero}(O') = \frac{1}{2} \rho L S C_i V^2$$

*Rovnice 1 Rovnice pro výpočet aerodynamického motoru*

*( $\rho$  – hustota vzduchu,  $S$  – plocha průřezu vozidla,  $C_i$  – aerodynamický koeficient,  $V$  – relativní rychlost vozidlo/větr,  $L$  – rozvor)*

## 2.9 Návrh post-processingu vozidla

Aby bylo možné exportovat vybraná data, je třeba do návrhu elektronického dvojčete začlenit a napojit také modul pro export dat. Díky těmto funkcím je možné sledovat požadované veličiny jako rychlost vozidla, působící síly a zrychlení, úhly natočení kol a volantů, pružení jednotlivých kol a další veličiny důležité pro správné vyhodnocení virtuální jízdní zkoušky automobilu.



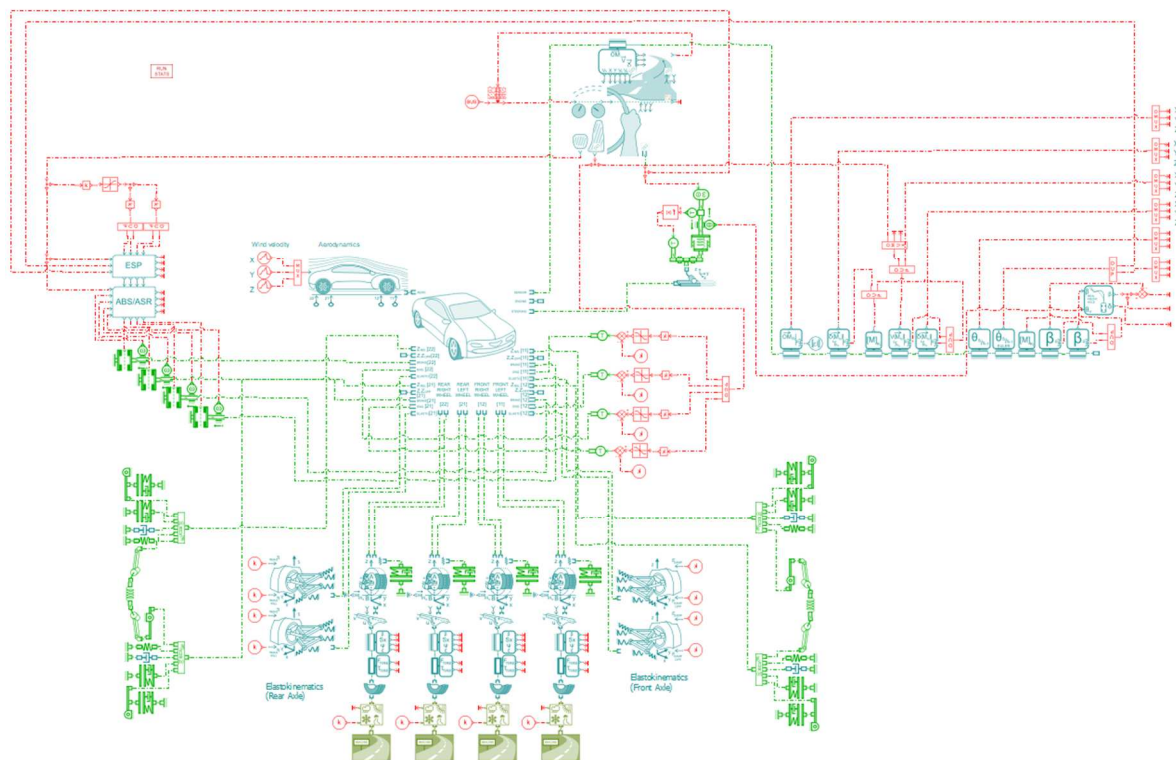
Obrázek 12 Návrh postprocesingu modelu testovaného vozidla

### 3 Schéma modelu vozidla pro simulaci

Z výše popsaných modelů komponent jsem sestavil detailní schéma modelu vozidla pro simulace jízdních manévřů. Toto schéma obsahuje však velké množství proměnných, které je třeba přesně naplnit. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro simulaci jízdního manévru sestavit další schéma složené z komponentů knihovny programu Amesim a její podsekcce iCAR, která pracuje na principu takzvaných superkomponentů. Princip superkomponentu spočívá v integraci více modelů součástí do jednoho komponentu, do kterého se zadávají pouze ty nejdůležitější hodnoty parametrů vozidla. Software poté pomocí rovnic dopočítává chybějící parametry na základě zadaných základních hodnot.

#### 3.1 Detailně rozpracovaný návrh modelu

Detailní model slouží primárně pro demonstraci možností při návrhu modelu pro simulaci jízdní dynamiky v programu LMS Amesim. Při návrhu jsem zakomponoval zjednodušený model pro pohon vozidla pomocí čtyř nezávislých motorů, jednotky asistenčních systémů ABS/ASR a ESP, tak aby bylo možné sledovat jejich správné zapojení do modelu. Dále jsem také zakomponoval modul řidiče, který je řízen pomocí takzvaného Mission path followeru, který za pomoci zadaných referenčních bodů v návrhové aplikaci Reference trajectory manager, která je součástí programu, vhodně následuje zadanou trasu, rychlostní profil tak, aby byl průjezd manévru co nejlepší.



Obrázek 13 Schéma detailního návržení modelu pro simulaci jízdních manévřů

Model dále obsahuje detailní rozpracování modelu pro pneumatiku, který se skládá z kinematiky pneumatiky, pásového modelu pneumatiky, senzoru pro skluz a natočení pneumatiky, senzoru pro síly a momenty v místě styku pneumatiky s podložkou, model pneumatiky podle vzorce Pacejka92, koeficientu přilnavosti mezi podložkou a pneumatikou a model silnice.

### 3.2 Návrh modelu pro simulování manévru ISO:3888

Návrh tohoto modelu je podřízen potřebám pro úspěšné provedení virtuální jízdní zkoušky dle normy ISO:3888 (viz kapitola 5).

Model vozidla modelovaný za pomoci knihovny iCAR (Obrázek 13) je složen ze šesti základních superkomponentů: šasi, odpružení náprav, pneumatika, řízení, aerodynamika a modul pro postprocessing. Dalšími komponenty, které jsem přidal jsou: modul pro řízení, pohon a brzdová soustava. Tyto komponenty jsem navrhnul dle potřeby pro porovnávání jízdní manévru.

Vzhledem k tomu, že pro porovnání reálné a simulované jízdní zkoušky vozidla jsem vybral výhybný manévr ISO:3888 (tzv. losí test), který se skládá z prudké změny jízdního pruhu a následného návratu do pruhu původního bez brždění nebo požadavku na točivý moment. Nebylo tak třeba navrhovat složitý brzdový systém. Brzdový systém je tedy řešen velmi jednoduše, tak aby byly splněny podmínky pro fungování simulace.

Model je dále osazen zjednodušeným modelem pro torque vectoring, který pracuje na principu natočení volantu, a sice na požadavku na záporný točivý moment na vnitřní kola vzhledem ke směru zatáčení a kladného momentu na vnější kola vzhledem ke směru zatáčení.

Model řízení simulovaného vozidla opět pracuje na principu kopírování referenční křivky virtuálním řidičem. V tomto případě je odpojen výstup pro požadavek na točivý moment (plynový pedál), aby nedocházelo k takzvanému řízení plynem, kdy se řidič snaží srovnat směr jízdy za pomoci plynového pedálu. Tento způsob výstupu řidiče je pro simulovaný manévr nežádoucí.

Naplnění hodnot simulace hodnotami reálného vozidla a dalším popisem fungování jednotlivých součástí modelu pro simulaci jízdní dynamiky vozidla SCX při výhybném manévru ISO:3888 se budu věnovat v následující části práce.





## 4 Naplnění hodnot pro simulaci

Aby bylo možné simulovat správně jízdní zkoušky automobilu, je třeba zadat správné hodnoty do výpočetních modelů. Proto bylo třeba provést experimenty na vozidle SCX aby byly tyto hodnoty přesné. Zbývající hodnoty byly odečteny z výkresů či dat dostupných od výrobců jednotlivých součástí automobilu.

### 4.1 Parametry šasi vozidla

Komponent šasi vozidla ze sekce iCAR knihovny modelů programu LMS Amesim potřebuje pro správnou funkci potřebuje zadat hodnoty hmotnosti vozidla, tenzor setrvačnosti vozidla, hmotnost a umístění hřebenu řízení, a počáteční rychlost vozidla. Vzhledem k umístění vztažného bodu podvozku, který se nachází ve středu přední nápravy jsem těžiště hřebenu řízení umístil do souřadnic (250,0,50) [mm]. Hmotnost hřebenu řízení je 8 kg. Ostatním veličinám se věnuji v následujících podkapitolách.

#### 4.1.1 Těžiště vozidla

Těžiště vozidla je nejdůležitější hodnotou pro správnou simulaci vozidla. Tuto hodnotu bylo nutné proto změřit co nejpřesněji. Pro výpočet souřadnic těžiště vozidla SCX bylo nutné vozidlo ustavit na nápravových vahách a odečíst hodnoty zatížení na jednotlivých kolech. Za pomoci vzorce 1 a 2 jsem získal polohu těžiště v ose X a Y. Pro zjištění souřadnic těžiště vozidla v ose Z jsem musel opět ustavit vozidlo SCX na nápravové váhy, tentokrát pouze pod předními koly. Za pomoci zvedáku jsem nadzvednul zadní nápravu a změřil hmotnostní změnu oproti stavu vozidla na všech čtyřech kolech. Pomocí hodnot úhlu nadzvednutého vozidla, změny zatížení přední nápravy na nápravových vahách a rozvoru náprav jsem vypočetl vzorcem 3 souřadnici těžiště v ose Z. Rovnice jsem odvodil z momentových rovnic vozidla.

$$x_t = \frac{(m_{pZ} + m_{LZ}) \times rozvor}{m_{vozidla}}$$

*Vzorec 1 Rovnice pro výpočet souřadnice X těžiště vozidla*

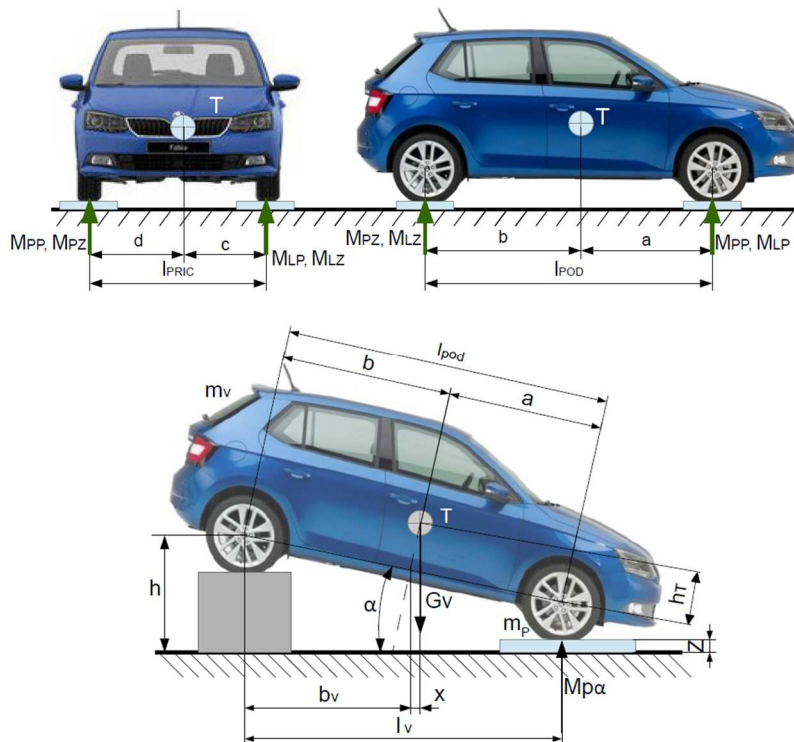
$$y_t = \frac{(m_{pP} + m_{pZ}) \times rozchod}{m_{vozidla}}$$

*Vzorec 2 Rovnice pro výpočet souřadnice Y těžiště vozidla*



$$z_t = \frac{[\text{změna hmotnosti}] \times \text{rozvor}}{m_{\text{vozidla}} \times \tan(\alpha)}$$

Vzorec 3 Rovnice pro výpočet souřadnice Z těžiště vozidla

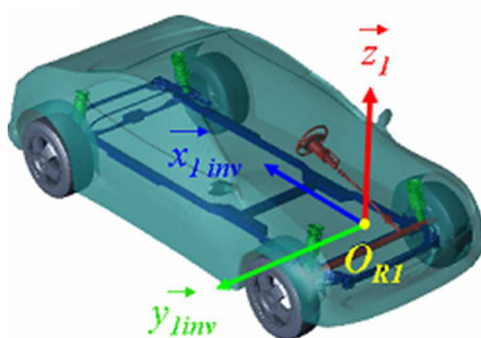


Obrázek 16 Princip měření výškové polohy těžiště při naklopení vozidla na přední nápravu [2]

Důležité je také uvědomit si souřadný systém, se kterým simulační software počítá. V případě software Amesim je výchozí bod modelu určen ve středu přední nápravy s invertovanou osou x a y. V našem případě je však nutné změnit znaménko pouze u osy y aby bylo nastavení správné.

Pro samotné zvážení byly použity nápravové váhy od společnosti Intercomp Racing

*“Car Grid Frame”*



product, konkrétně produkt W-Z WEIGHT Scale model SW500. Pro přesnější simulaci byl do

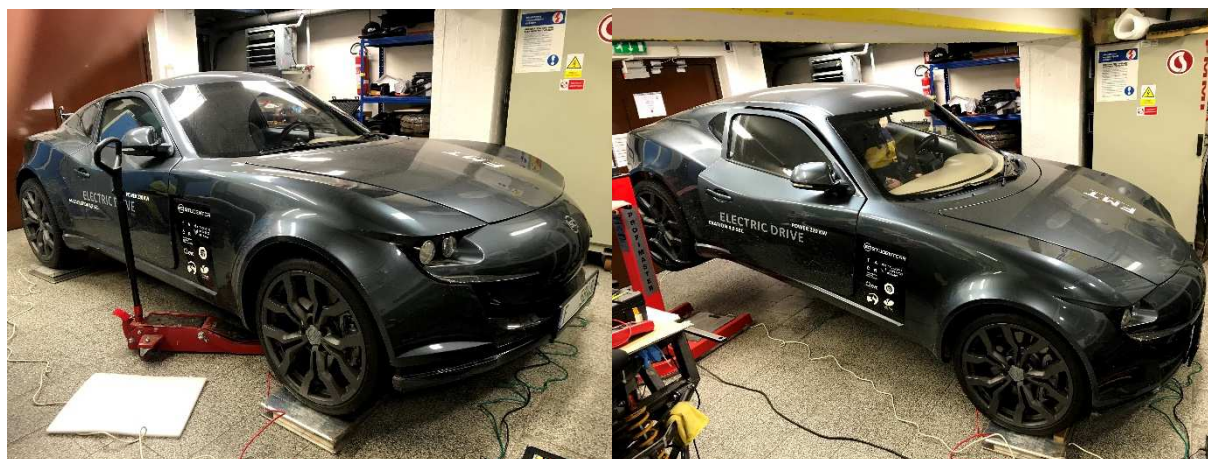
Obrázek 17 Souřadný systém simulovaného vozidla pro zadání hodnot těžiště

vozidla umístěn figurant na místě řidiče o hmotnosti 84 kg a bylo provedeno vážení ve vodorovné a v nakloněné poloze o úhel  $\alpha = 12^\circ$ . Naměřené hodnoty udává tabulka 1.

Toto měření by bylo do budoucna třeba zpřesnit, protože kvůli bezpečnosti bylo zvedání zadní nápravy zastaveno na hodnotě 57cm, a tudíž jsem dosáhl úhlu pouze  $12^\circ$ . Při použití například dvousloupového zvedáku s pevnými základy by bylo možné automobil zvednout zdaní nápravu do větší výšky a tím zpřesnit měření. U této metody se doporučuje zvednutí o úhel mezi  $15^\circ$ - $20^\circ$ . [3]

Zatížení vah	Naměřená hmotnost bez řidiče	Naměřená hmotnost s řidičem	Naměřená hmotnost při zdvihu zadní nápravy o 57 cm s řidičem	Jednotka
m LP	380,5	397,5	416,5	kg
m PP	381	400,5	402,5	kg
m LZ	388	393,5	-	kg
m PZ	389,5	431,5	.	kg
Hmotnost vozidla	1539	1623	.	kg
Hmotnost řidiče	-	84	.	kg

Tabulka 1 Záznam z měření vozidla na nápravových vahách



Obrázek 18 Měření hmotnosti vozidla na nápravových vahách ve vodorovné poloze (vlevo) a při zvednuté zadní nápravě (vpravo)



Obrázek 19 Hodnoty nápravových vah při zatížení vozidla řidičem při vodorovné poloze (vlevo) a při zvednuté zadní nápravě (vpravo)

Osa těžiště	Hodnota	Jednotka
x	1308,92	mm
y	299,98	mm
z	148,05	mm

Tabulka 2 Výsledné hodnoty těžiště vozidla SCX

#### 4.1.2 Moment setrvačnosti vozidla

Fyzikální veličina, která se nazývá moment setrvačnosti, vyjadřuje rozložení hmoty tělesa okolo osy otáčení. Její velikost je závislá na hmotnosti tělesa, tvaru a rozměrech. Zjednodušeně lze říci, že moment setrvačnosti vyjadřuje odpor tělesa při změně jeho otáčivého pohybu. Vztah definující moment setrvačnosti je popsán vzorcem 4.

$$I_o = \sum_i m_i r_i^2$$

Vzorec 4 Rovnice pro výpočet momentu setrvačnosti

$$I_x = \int_m r_x^2 dm, \quad I_y = \int_m r_y^2 dm, \quad I_z = \int_m r_z^2 dm,$$

Vzorec 4 Rovnice pro výpočet momentu setrvačnosti

Vzorec 5 vyjadřuje osové momenty setrvačnosti získané diferenciálním počtem. Tento postup lze použít v případě, že je těleso do jisté míry symetrické, homogenní, známe jeho polohu těžiště a kartézský souřadný systém tělesa je s tělesem pevně spojen. [4]

Pro simulaci vozidla je třeba znát takzvaný tenzor setrvačnosti. Tenzor setrvačnosti je čtvercová matice, kde jsou uspořádány momenty setrvačnosti a deviační momenty tělesa. V případě, že není počátek souřadného systému shodný s těžištěm tělesa zapisujeme hlavní osy setrvačnosti (vzorec 5). [4]

$$I_H = \begin{pmatrix} I_{xH} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yH} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zH} \end{pmatrix}$$

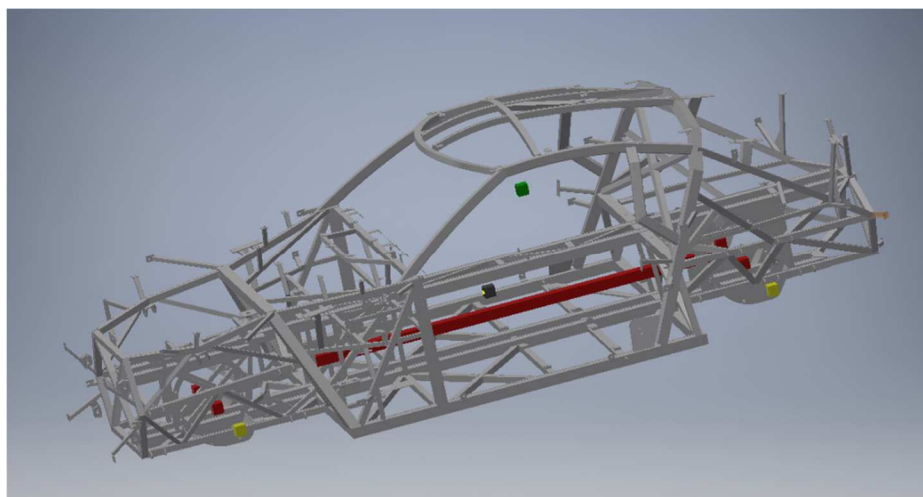
*Vzorec 5 Matice tenzoru setrvačnosti hlavních momentů*

Způsobů, jak změřit moment setrvačnosti vozidla existuje hned několik. Jednou z možností je výpočet integrací. Tento způsob lze použít pro objekty, které lze popsat matematickou funkcí, která se následně dosadí do integrálu. Vypočtené hodnoty pro jednotlivé součásti soustavy modelů lze poté sčítat, pokud jsou všechny vztaženy ke stejné ose nebo za použití Steinerovy věty.

Další možností je odečet hodnot momentů setrvačnosti za pomoci CAD software, kde se naprogramuje přesný model včetně materiálů jednotlivých komponent. CAD software poté dopočítá požadované hodnoty. Výhodou je možnost zjištění požadovaných hodnot bez nutnosti experimentálního měření.

Pro experimentální měření momentu setrvačnosti existuje hned několik způsobů. Například za pomoci principu fyzikálního kyvadla. Princip je založen na urychlujícím se rotačním pohybu vyvolávaném tíhovým nebo jiným zrychlením. Za pomoci senzorů se měří periody jednotlivých kyvů (kmitů) a za pomoci rovnic se přepočítávají na výsledný moment setrvačnosti vzhledem k jednotlivým osám. Konstrukčních řešení využívající tento princip existuje několik. Například pomocí bifilárního, trojvláknového nebo čtyřvláknového závěsu, kyvadla podepřeného pružinou apod. [5]

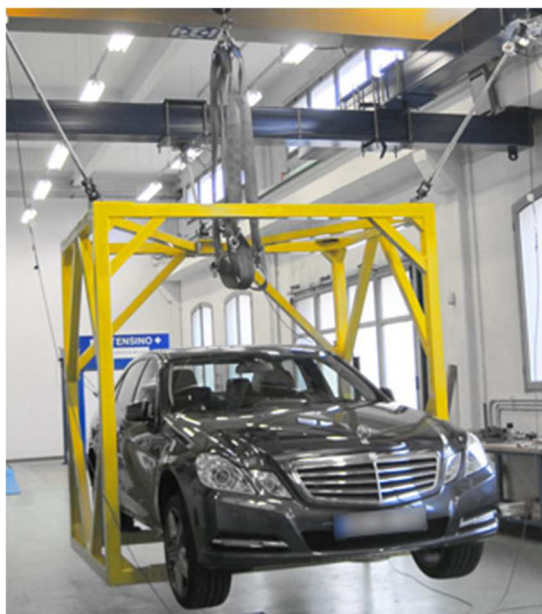
V našem případě byly hodnoty momentů setrvačnosti vozidla SCX určeny pomocí kombinace odhadu za pomoci rovnic a momentů odečtených z CAD modelu. Do vymodelovaného rámu vozidla SCX jsem zakomponoval hmotné body součástí pohonného ústrojí a bateriového boxu. Tyto součásti mají největší hmotnost, a tudíž také největší vliv na moment setrvačnosti vozidla. Výsledné hodnoty tenzoru setrvačnosti jsem poté odečetl z tabulky programu Autodesk Inventor.



Momenty hmotnosti					
Ixx	150,168 kg m <sup>2</sup> (	Vypočteno pomocí negativního integrálu			
Ixy	-0,017 kg m <sup>2</sup> (R	Iyy	850,415 kg m <sup>2</sup> (		
Ixz	-26,752 kg m <sup>2</sup> (	Iyz	0,823 kg m <sup>2</sup> (R€	Izz	893,072 kg m <sup>2</sup> (

Do budoucna by se parametry momentu setrvačnosti měly zpřesnit. Měření pomocí rámu a hmotných bodů v CAD softwaru je sice rychlejší metodou, ale vzhledem ke složitosti a komplexnosti celého vozu jsou hodnoty nepřesné. Pro přesnější hodnoty momentu setrvačnosti vozidla SCX bych doporučoval experimentální změření hodnot na zařízení k tomu určeném. Například produktem InTenso od společnosti SmartMechanical, která používá pro měření momentu setrvačnosti vozidla trojvláknový závěs. Popřípadě zvážit vlastní konstrukci zařízení a měření setrvačných momentů vozidla přímo na katedře materiálů a technologií pro automobily Vysoké školy báňské, technické univerzity Ostrava.





*Obrázek 20 Zařízení InTenso od společnosti SmartMechanical pro měření těžiště a momentů vozidla pomocí trojvláknového závěsu [6]*

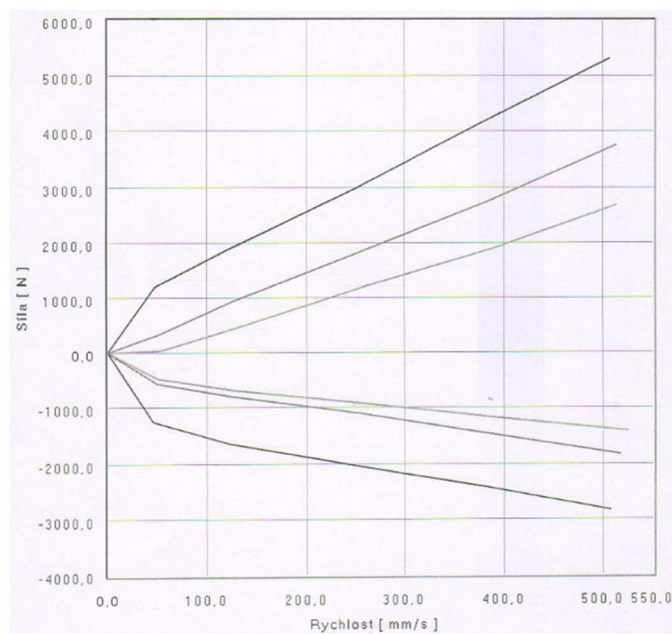
## 4.2 Odpružení náprav

Pro funkční simulaci se nacházejí na modelu dva modely odpružení náprav, pro levou a pravou stranu zvlášť. Pro jednotlivé odpružení kol se v komponentu přepíná mezi záložkami pro přední a zadní systém odpružení. Dále jsou zde tři záložky pro pružinu, tlumič a stabilizátor.

U záložky s pružinou je třeba definovat rozměr, pružení a tuhost horního a spodního dorazu dorazu a tuhost pružiny. Tyto hodnoty jsem získal z technické zprávy měření tlumiče a pružiny, kde byly uvedeny hodnoty pro tuhost pružiny 95 N/mm. Hodnoty pro dorazy jsem použil referenční, které jsou nadhodnoceny tak aby odpovídali realitě. [8]

Data tlumiče nápravy jsou použita ze zkušebního protokolu firmy HP Sporting, která je výrobcem nastavitelného tlumiče použitého na vozidle SCX. Tlumiče jsou nastaveny tak, že jejich hodnoty odpovídají prostřední křivce na grafu 1. V komponentu lze použít jednoduchou 1D tabulku pro zadání vlastností tlumiče.

V záložce pro mechanické vlastnosti stabilizátoru nápravy je třeba zadat jeho tuhost a délku. Hodnotu tuhosti stabilizátoru jsem získal z dat z měření stabilizátoru na zkušebně. Nicméně zkrutná tyč je několikrát přepákována, čímž je hodnota tuhosti několikrát znásobena. Zde by do budoucna bylo vhodné zopakovat experiment měření tuhosti stabilizátoru, popřípadě navrhnout v simulačním počítačovém programu experiment, a tak alespoň zjistit přesnější hodnoty tuhosti. [9]



Graf 1 Graf závislosti rychlosti tlumení na síle tlumiče HP sporting

### 4.3 Pneumatika

Při zadávání dat pro pneumatiku je nejdříve nutné zvolit formulaci dle které bude program počítat. Na výběr je z modelu Pacejka 92 a Pacejka 97. Formulace Pacejka 92 vyjadřuje model pneumatiky v malých rychlostech pomocí koeficientů pro skluz vzhledem k šířce a délce styčné plochy pneumatiky, kdežto formulace Pacejka 97 pomocí relaxační délky pneumatiky se skluzu pomocí pásového modelu. [10]

Pro simulaci jsem použil model Pacejka 92. Parametry pneumatiky zahrnují kinematiku pneumatiky, její vertikální tuhost a pružení a nastavení pneumatiky pomocí Pacejka koeficientů, vertikální síly a úhlů odklonu kola. Pomocí měření experimentu jsem změřil volný (bez deformace) dynamický rádius pneumatiky. Hodnoty vertikální tuhosti a tlumení jsem odhadnul pomocí práce „Geometric-based tyre vertical force estimation and stiffness parameterisation for automotive and unmanned vehicle applications“ která se problematikou zabývá. [11]

Parametr pneumatiky	Hodnota	Jednotka
Volný rádius	0,329	m
Dynamický rádius	0,3	m
Vertikální tuhost	300000	N/m
Vertikální tlumení	100	N/m/s
Odklon kola	-1,6	°

Tabulka 3 Hodnoty pneumatiky

Do budoucna by bylo dobré doplnit zbývající hodnoty pneumatiky pomocí experimentálního měření. Pro tuto chvíli jsem použil referenční hodnoty, které program nabízí.

#### 4.4 Řízení

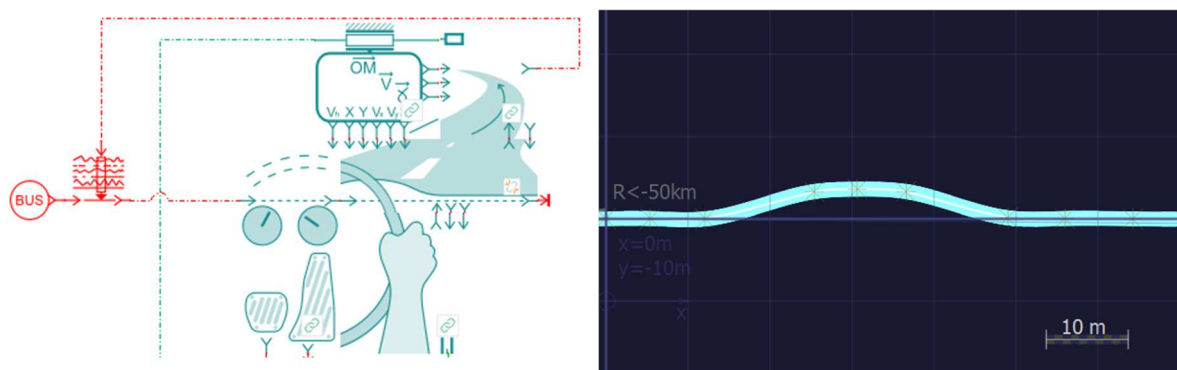
Typů modelů pro řízení je v superkomponentu hned několik. Pro simulaci jsem zvolil nejjednodušší variantu, a to sice systémovou, která je pro správné fungování simulace dostačující. Parametry důležité u řízení jsou: tuhost a tlumení sloupku řízení a poloměr pastorku.

Zadané hodnoty jsem zvolil dle publikace Steering Column and Intermediate Steering Shaft, která se touto problematikou a vztahy mezi jednotlivými členy řízení zabývá. Tuhost jsem zvolil  $2 \text{ Nm/}^\circ$ , tlumení sloupku řízení  $0,04 \text{ Nm/ (ot/min)}$  a rádius pastorku  $8 \text{ mm}$ . [7]

#### 4.5 Řidič

Prvek virtuálního řidiče se skládá z šesti členů: podélný řidič, příčný řidič, člen aktivního řízení, člen sledování referenční trasy (path follower), senzor vnějších vstupů a multibatové sběrnice. Nejdůležitější člen této soustavy, člen sledování referenční trasy, je programovatelný za pomoci zvláštní aplikace zakomponované do programu LMS Amesim. Pomocí tohoto podprogramu jsem naprogramoval referenční trasu manévru ISO:3888. Nastavení referenční trasy spočívá v nastavení jednotlivých bodů trasy, kterých se bude virtuální řidič držet a snažit se o co nejlepší projetí dle přijímaných dat z virtuálních senzorů automobilu. Výstup z tohoto členu je poté posílán do multibatové sběrnice, která je připojena k prvkům pro aktivní řízení.

Výstupy členu pro aktivní řízení simulovaného vozidla jsou pak brzdový pedál, plynový pedál a natočení volantu. Hodnoty výstupů pro brzdový a plynový pedál jsou v intervalu od nuly do jedné, kdy nula je nesešlápnutý pedál a jednička maximální sešlápnutí pedálu. Pro výstup natočení volantu je interval hodnot  $\pm 100\%$ .



Obrázek 21 Prvek virtuálního řidiče (vlevo), profil sledované trasy naprogramovaný podle podprogramu Reference trajectory manager (vpravo)



#### 4.6 Silnice

Parametry modelu silnice se určují podle koeficientu přilnavosti pneumatiky k vozovce a jejího reliéfu. Vozidlo je osazeno pneumatikami Pirelli P ZERO o rozměrech 235/35 R19 91 Y. Vzhledem k prováděnému manévru jsem reliéf vozovky stanovil jako plochý a koeficient na hodnotu 1.2 což odpovídá velmi přilnavé, zahřáté pneumatice a hladkému asfaltovému povrchu při rychlosti 70 km/h. [12]

#### 4.7 Aerodynamika

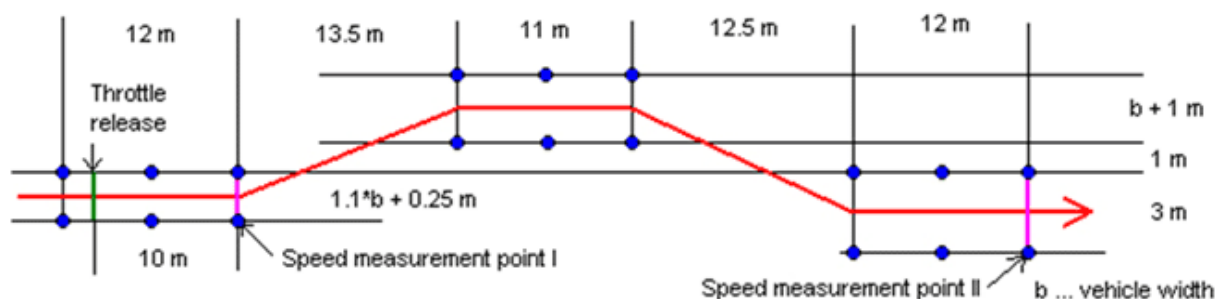
Parametry aerodynamiky vozidla jsou definovány aerodynamickým motorem umístěným ve středu vozidla v úrovni země a rychlostmi větru působícími na karoserii ve směru os X, Y, Z. Díky rovnicím je působící moment určována pouze pomocí rozvoru a hustotou vzduchu.

Hustota vzduch při 21°C je 1,204 kg/m<sup>3</sup> a poloha aerodynamického motoru vzhledem k souřadnému systému vozidla je (788, 0, -300) mm. Předpokládáme, že při simulaci panuje naprosté bezvětří.

## 5 Jízdní simulace

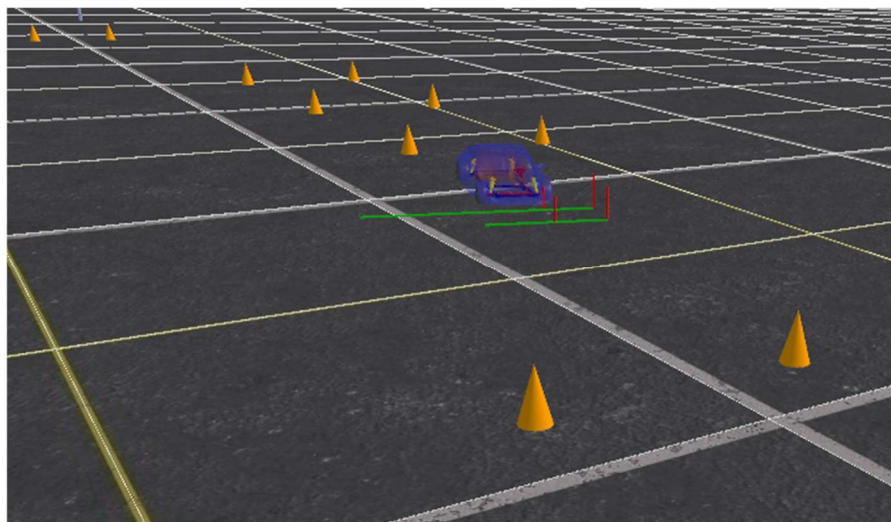
Pro porovnání virtuálních jízdních zkoušek se zkouškami reálnými jsem si vybral vyhýbací manévry podle normy ISO 3888, laicky označovaný jako „losí test“. Tento manévry spočívá v prudké změně směru do vedlejšího jízdního pruhu a poté prudký návrat do pruhu původního. Simuluje se tak výhyb překážce, losu evropskému, podle kterého je tento manévry nazýván. Při testech je překážka tvořena kužely podle obrázku 22. Norma dále stanovuje délky jednotlivých úseků a šířku jízdních pruhů mezi kužely. V našem případě byla použita šířka vozidla 1,89 m.

Samotný test pak probíhá tak, že se vozidlo rozjede na předem stanovenou rychlost a na začátku trati se „pustí plyn“. Vozidlo pak setrvačností projede vyznačenou trať. Test se opakuje do té doby, než vozidlo shodí některý z kuželů vyznačené trati.



Obrázek 22 Schéma jízdní zkoušky ISO:3888

Pro vyhodnocování výhybného jízdního manévru jsem použil grafy pozice vozidla vzhledem k referenční trajektorii, rychlost vozidla, natočení volantu vzhledem ke stáčení vozidla a příčné zrychlení těžiště vozidla. Jako pomoc při identifikaci stavů vozidla v průběhu manévru jsem použil vizualizaci jízdního manévru, ve které jsem přesně podle normy rozmístil kužely. Vizualizace také dále disponuje zobrazením působících kol, což umožňuje lepší představení si vzniklých situací při výhybném manévru.

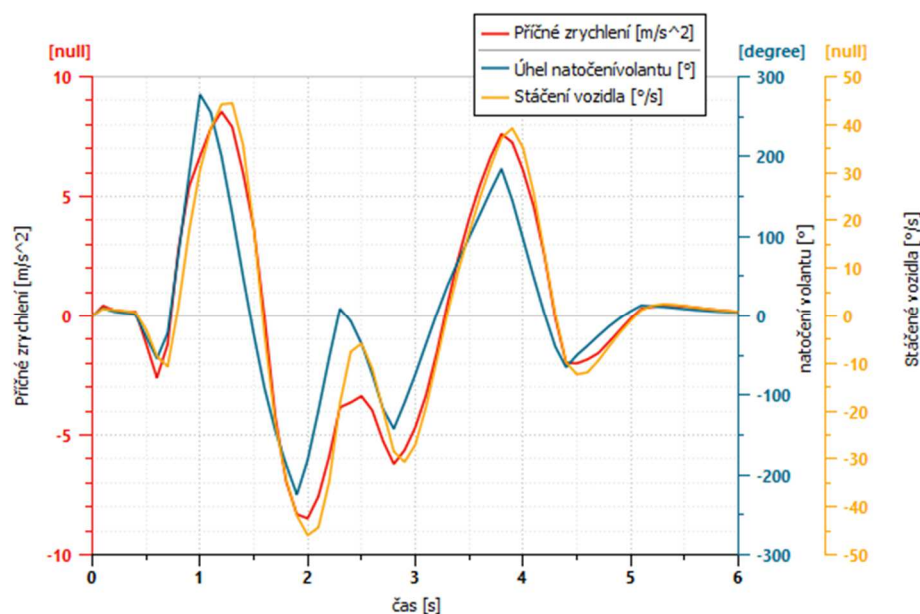


Obrázek 23 Vizualizace simulace jízdního manévru

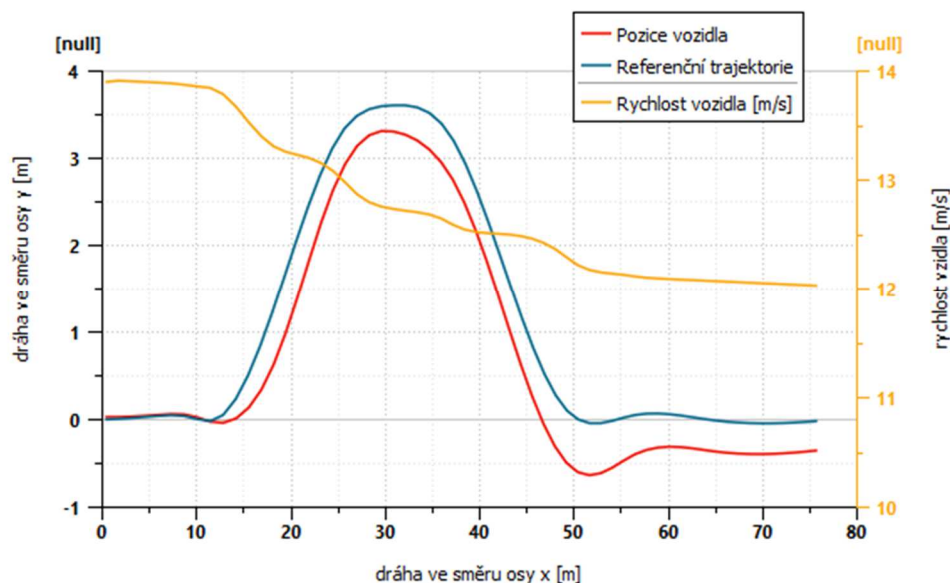
Cílem výhybného manévru je zjistit nevyšší možnou rychlost projetí trasy bez shození kuželu. Rozhodl jsem se tedy vytvořit referenční manévry v rychlosti 50 km/h, kdy je vozidlo schopno projet trasu bez žádných problémů abych mohl poté správně vyhodnocovat následující manévry při vyšších rychlostech. Další simulace průjezdu jsem simuloval v rychlostech 60 km/h, 65 km/h, 70 km/h a 75 km/h. U těchto rychlostí jsem dále také analyzoval použití vektorování točivého momentu jako stabilizaci při průjezdu tratě vozidlem.

## 5.1 Referenční simulace výhybného manévru při rychlosti 50 km/h

Aby bylo možné porovnávat situace vzniklé při simulaci jízdní dynamiky vozu, jako první je třeba stanovit vzorový příklad simulace. Jako tento vzorový příklad jsem zvolil průjezd simulovaného vozidla výhybným manévrem v rychlosti 50 km/h. V této rychlosti vozidlo přesně kopíruje referenční trasu manévru a hodnoty příčného zrychlení a stáčení také přesně odpovídají hodnotě natočení volantu. Z těchto výsledků jsem usoudil, že vozidlo projelo vyhýbacím manévrem bez problémů a nedošlo žádným přetáčivým nebo nedotáčivým smykům či dalším problémům. Vizualizace manévru také neukázala žádný závažný problém a vozidlo během vyhýbacího manévru nedošlo ke kontaktu ani s jedním dopravním kuželem pro vytyčení trasy.



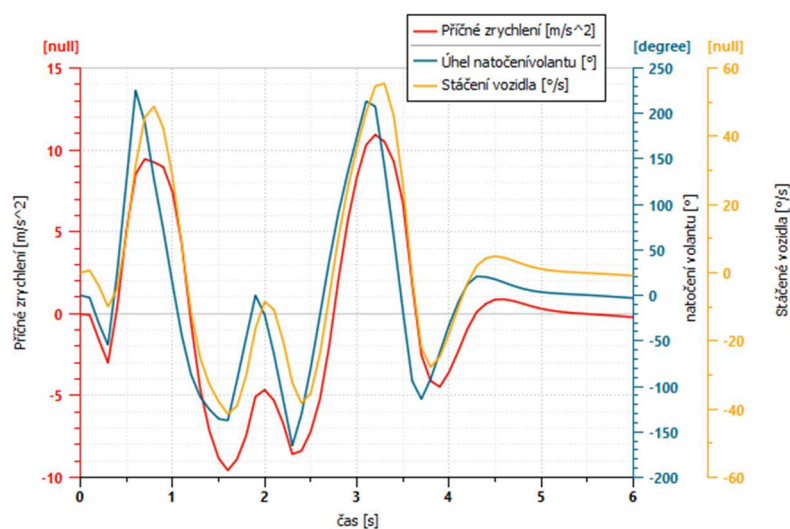
Graf 2 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčného zrychlení pro referenční simulaci



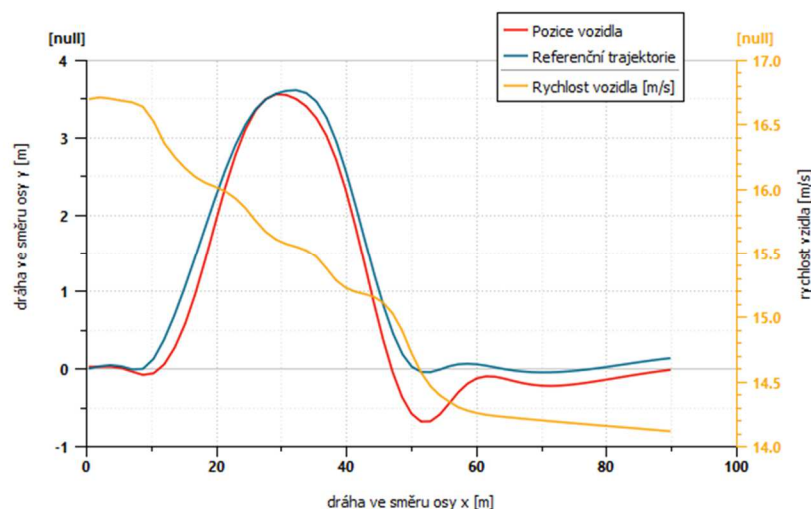
Graf 3 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro referenční manévru

## 5.2 Simulace výhybného manévru při rychlosti 60 km/h

Jako první simulaci dynamických vlastností vozidla jsem provedl simulaci pro počáteční rychlost vozidla 60 km/h. Z grafu 4 pro natočení volantu a stáčení vozidla lze vyčíst, že při této rychlosti nedošlo k žádným smykům, což potvrdila grafická vizualizace manévru, na které také zároveň nedošlo ke kontaktu vozidla s kužely vymezujícími dráhu manévru. Lze však pozorovat jiné chování virtuálního řidiče který volil větší úhly natočení volantu, aby přesněji kopíroval referenční trasu, která je určena body uprostřed daných koridorů manévru. Tento jev je dán zvyšujícím se příčným přetížením a rychlostí průjezdu. Dále lze pozorovat strmější průběh klesání



Graf 4 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčného zrychlení pro simulaci v 60 km/h



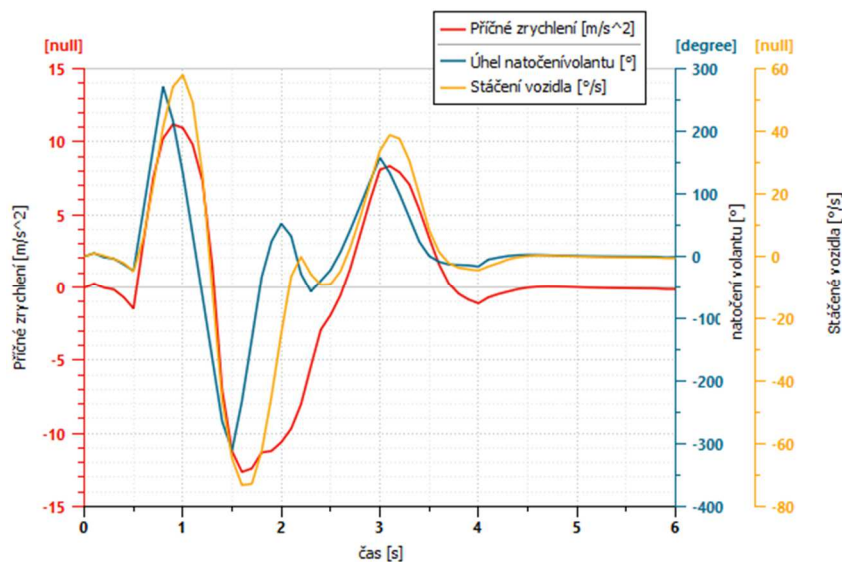
Graf 5 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévry v 60 km/h

Výsledek testu v 60 km/h lze považovat také jako měřítko pro vyhodnocování následujících manévru. Rychlost stáčení vozidla přesně kopíruje natočení volantu a průjezd manévrem je ideálnější stopou.

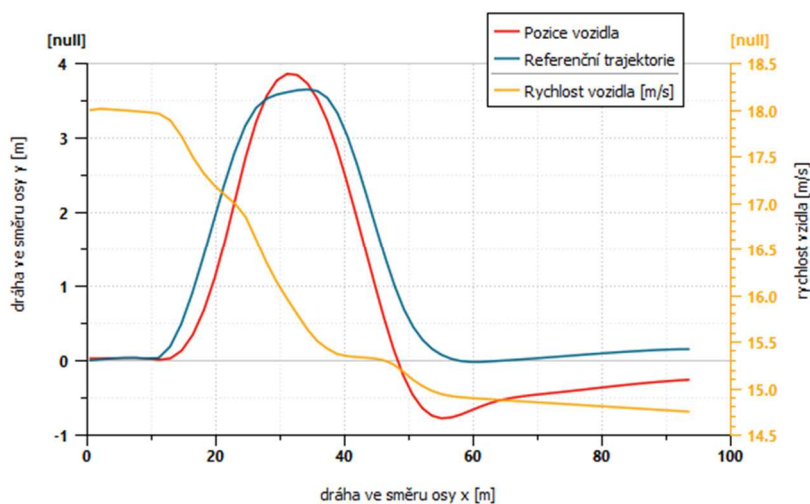
### 5.3 Simulace výhybného manévru pro rychlost 65 km/h

Následující simulaci jsem provedl pro počáteční rychlost vozidla 65 km/h. U této rychlosti se objevují první náznaky přetáčení vozidla. Přetáčení je patrné z grafu 5 kde hodnoty příčného zrychlení v čase mezi 1,5 až 2,5 sekundy příčné zrychlení nekopíruje křivku stáčení a natočení volantu. Z křivky natočení volantu je poté patrné, že virtuální řidič se snaží provést stabilizaci smyku pomocí natočení volantu do opačného směru, než je směr zatáčky, takzvaně kontra. V tomto časovém úseku je také patrný velký pokles rychlosti průjezdu manévrem, který je způsoben přetáčivým smykem. Vliv přetáčivého smyku lze také pozorovat na chování řidiče v úseku mezi třetí a čtvrtou sekundou manévru. V tomto časovém úseku jsou hodnoty natočení a stáčení vozidla nižší než v úseku prvního zatočení mezi časem 0,5 až 1,5 s.

Vizualizace manévru potvrzuje předchozí tvrzení, ale je z ní patrné, že vozidlo projelo výhybný manévry bez vybočení mimo výseče dané kužely.



Graf 7 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčného zrychlení pro simulaci v 65 km/h

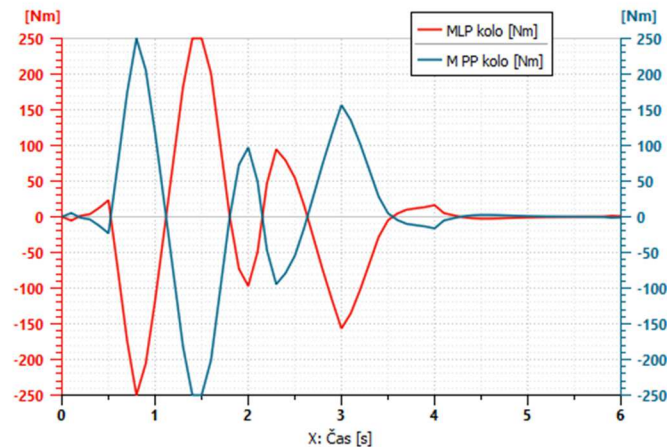


Graf 6 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévru v 65 km/h

#### 5.4 Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 65 km/h za pomoci vektorování točivého momentu

V tomto případě jsem do simulace začlenil prvek stabilizace vozidla při průjezdu manévru pomocí vektorování točivého momentu. Tento prvek umožňuje přibrzdování vnitřních kol pomocí záporného točivého momentu a urychlování vnějších kol pomocí momentu kladného vůči směru projížděné zatáčky. Z grafu 7 lze vyčíst průběhy momentů na předním levém kole a na předním pravém kole.

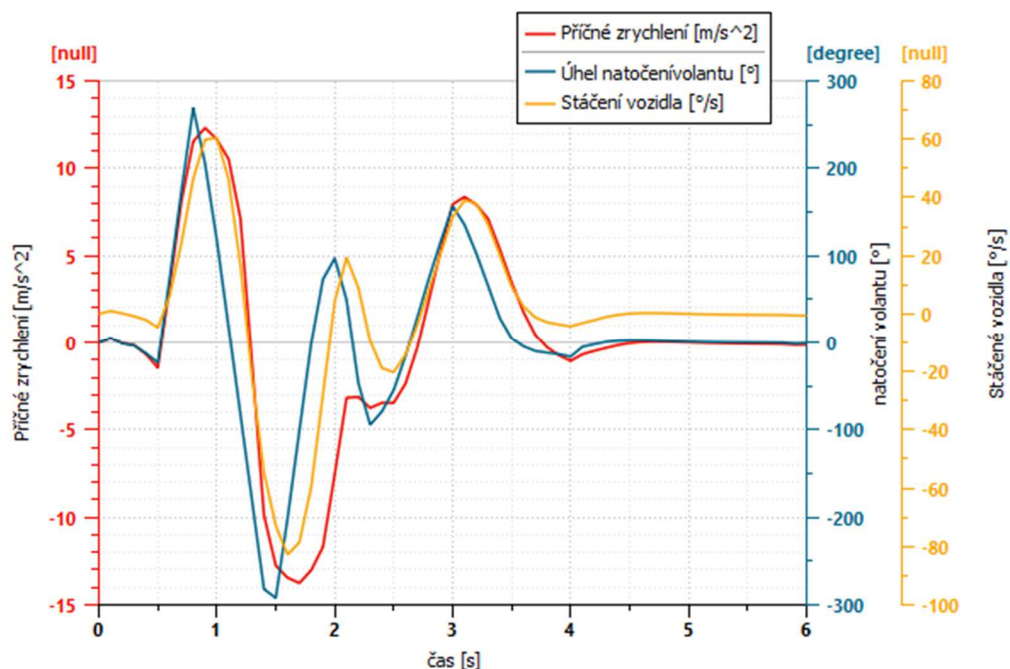




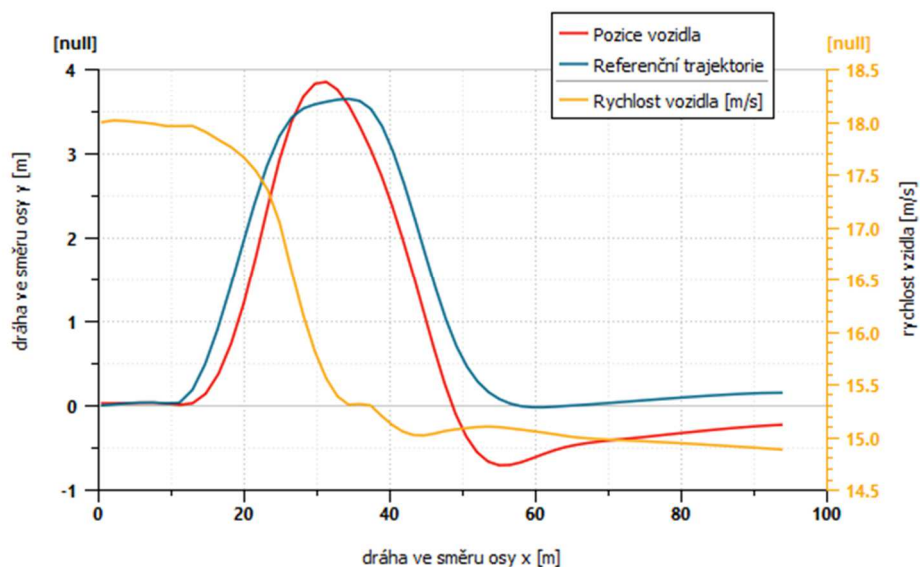
Graf 8 Průběhy momentů na pravém předním a levém předním kole

Z grafu 9 lze vyčíst že také došlo při simulaci k přetáčivému smyku, avšak jeho průběh byl mírnější a časově kratší. Použití stabilizace také způsobilo výrazné zpomalení v úseku přetáčivého smyku což přispělo k celkově lepšímu výsledku testu, ale zároveň nemělo vliv na výjezdovou rychlost vozidla z manévru.

Vizualizace manévru a grafu 10 pro pozici vozidla vzhledem k referenční trase dále také ukázaly mnohem lepší průjezd manévrem v případě použití stabilizace. Lze proto usoudit, že stabilizace za pomoci vektorování točivého momentu přispěla kladně při průjezdu vyhýbacím manévrem.



Graf 9 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčné zrychlení pro simulaci v 65 km/h v případě použití stabilizace

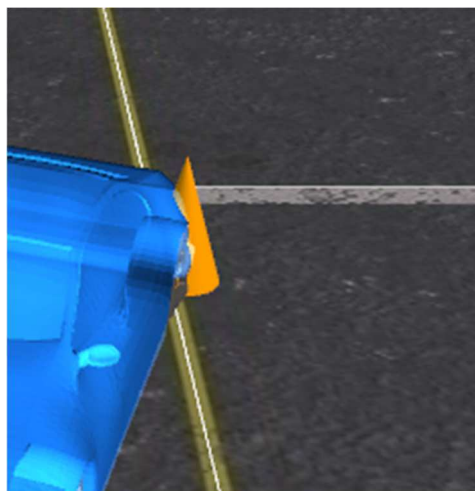


Graf 10 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévr v 65 km/h při použití stabilizace

### 5.5 Simulace výhybného manévru pro rychlost 70 km/h

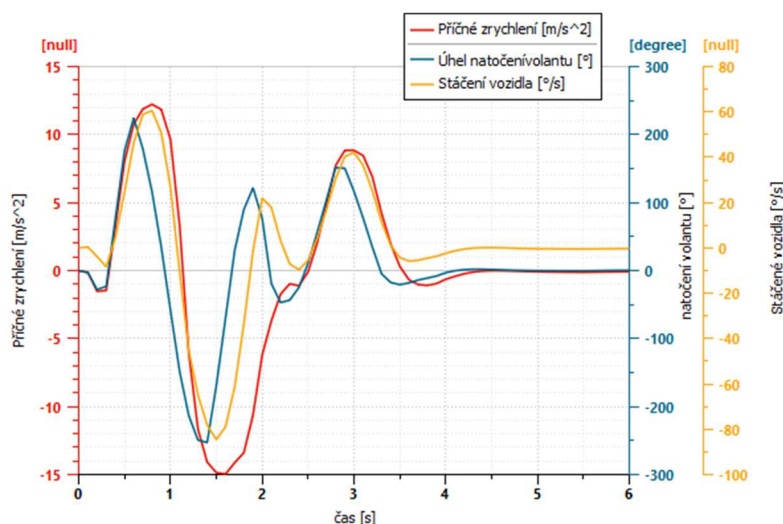
V rychlosti 70 km/h dochází opět k přetáčivému smyku simulovaného vozidla. Vzhledem k vyšší rychlosti je také úroveň smyku větší. Vozidlo se od referenční křivky v největším rozdílu vzdálí o více než 1,2 m. Průběh grafu natočení volantu je také v oblasti smyku prudší, což znamená větší zásah virtuálního řidiče pro vyrovnaní smyku.

Při vizualizaci manévru jsem také odhalil první dotyk vozidla s kužely, který je zapříčiněn přetáčivým smykem. Bohužel se mi nepodařilo implementace model karoserie vozidla SCX a tak tento dotyk může být způsoben tvarovou odlišností vizualizace vozidla. Nicméně dotyk je tak malý, že lze považovat tento výhybný manévr za zdařený.

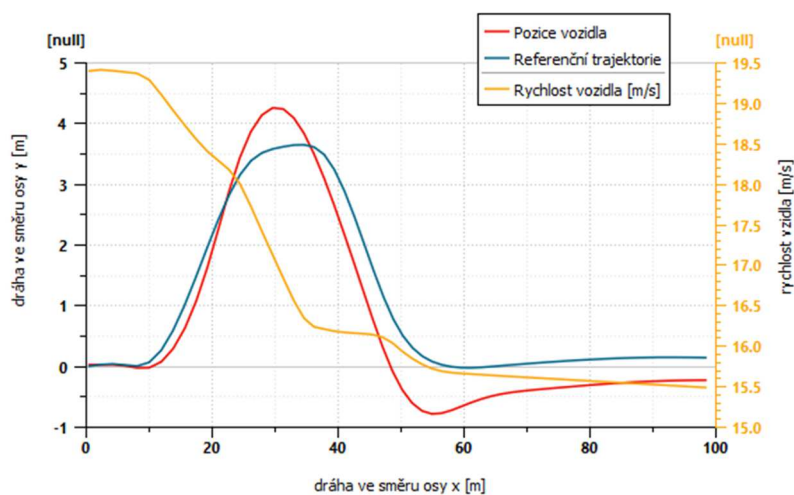


Obrázek 24 Místo dotyku karoserie a kuželu





Graf 11 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčné zrychlení pro simulaci v 70 km/h

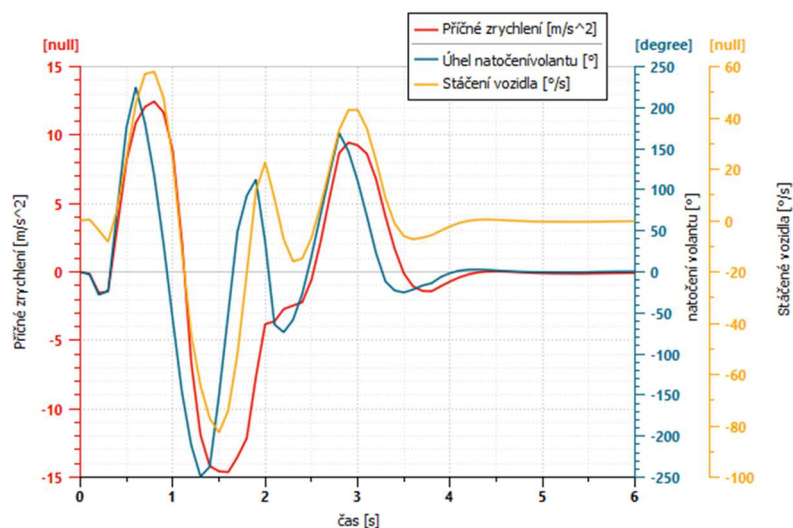


Graf 12 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévry v 70 km/h

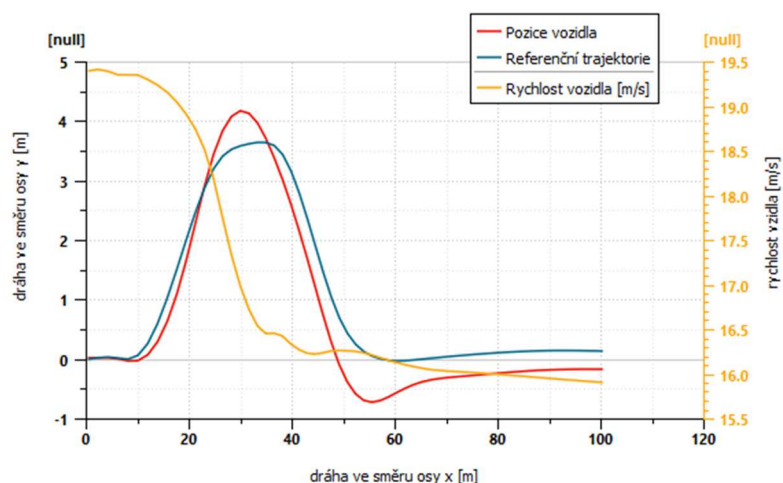
## 5.6 Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 70 km/h za pomoci vektorování točivého momentu

Pro ověření koncepce stabilizačního systému pomocí torque vectoringu jsem jej použil i při tomto výhybném manévru při rychlosti 70 km/h. Na grafu 12 lze sledovat vyšší hodnoty stáčení oproti grafu 9, který je bez stabilizačního systému. Ve výsledku to znamená že vozidlo prudčeji mění směr. Dále průběh příčného zrychlení je plynulejší oproti modelu bez simulace.

Při použití stabilizačního systému se v oblasti smyku vzdálenost vozidla vzhledem k referenční trajektorii snížila na hodnotu 1,08 m. Na vizualizaci manévru tentokrát nedošlo k dotyku karoserie s kuzelem což potvrzuje zlepšení průjezdu vozidla manévrem při použití stabilizačního systému.



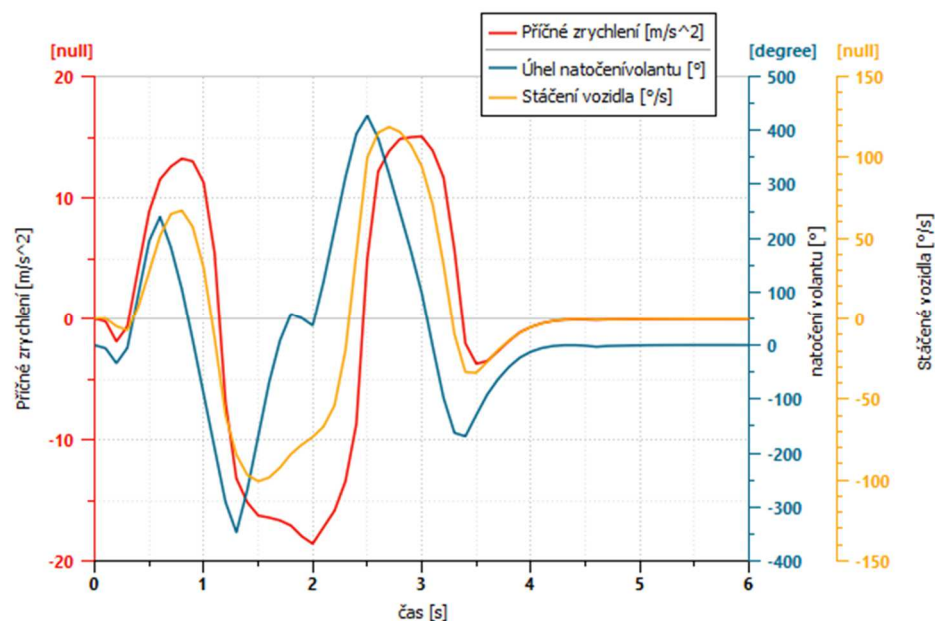
Graf 13 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčného zrychlení pro simulaci v 70 km/h v případě použití stabilizace



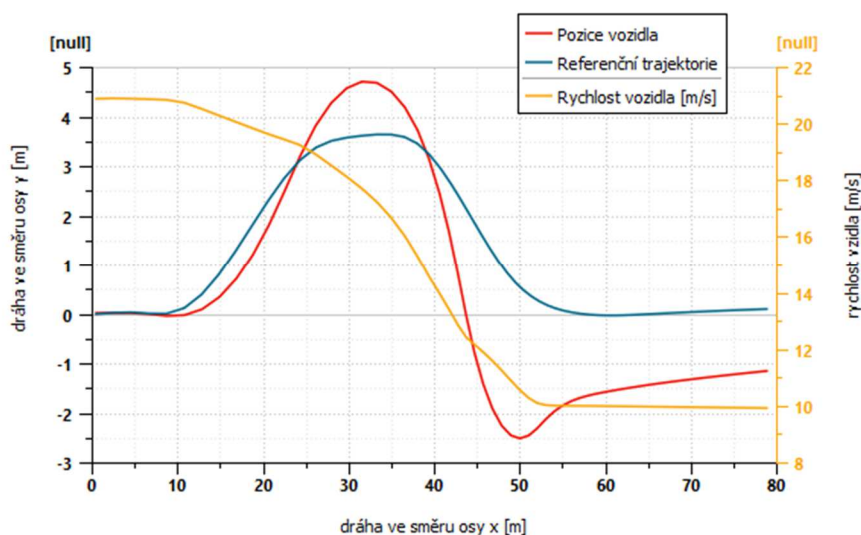
Graf 14 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévř v 70 km/h při použití stabilizace

## 5.7 Simulace výhybného manévřu pro rychlost 75 km/h

Ze simulace výhybného manévřu v rychlosti 75 km/h lze vyčíst, že simulované vozidlo v této rychlosti již nezvládlo průjezd výhybným manévřem. Došlo k velkému přetáčivém smyku který zapříčinil přetočení vozidla téměř od 90° a sražení kuželů ve středové části dráhy. Na grafu 15 lze sledovat křivku stáčení, která místo křivky natočení volantu sleduje křivku příčného zrychlení. Pozice vozidla se od referenční trasy se v místě smyku liší až o 1,4 m. Další data po čase 3 s již nemá smysl sledovat, protože manévř je znehodnocen přetáčivým smykem.



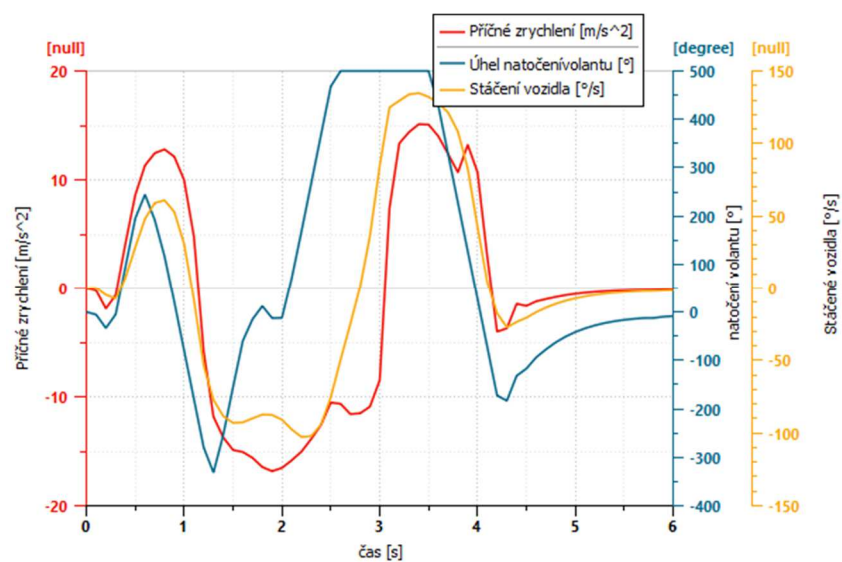
Graf 115 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčné zrychlení pro simulaci v 75 km/h



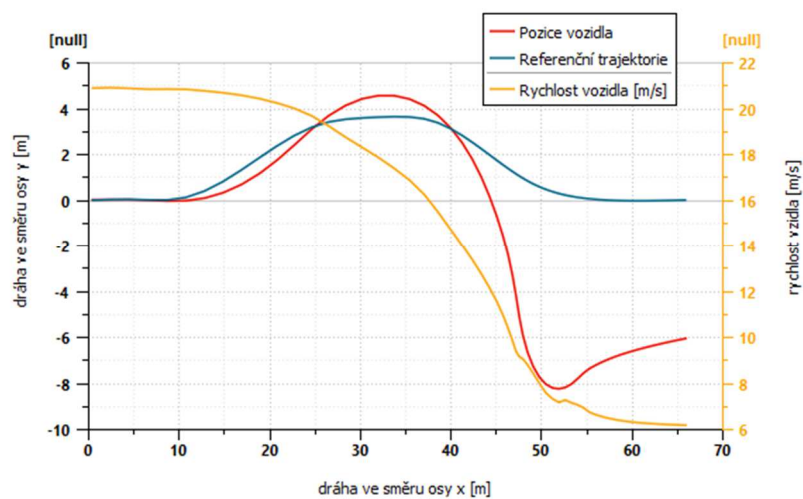
Graf 16 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévř v 75 km/h

## 5.8 Simulace stabilizace průběhu výhybného manévru v rychlosti 75 km/h za pomoci vektorování točivého momentu

Při použití stabilizačního systému v druhém úseku tratě došlo nejdříve k nedotáčivému a následně k přetáčivému smyku. Ze získaných dat tedy vyplývá, že stabilizační systém pracující na principu přibrzďování a pohánění kol vzhledem ke směru zatáčení je použitelný pouze pro situace, kdy nedochází k velkým přetáčivým smykům. V těchto situacích naopak působí kontraproduktivně a výrazně zhoršuje průběh manévru.



Graf 17 Stáčení vozidla, natočení volantu a příčného zrychlení pro simulaci v 75 km/h v případě použití stabilizace



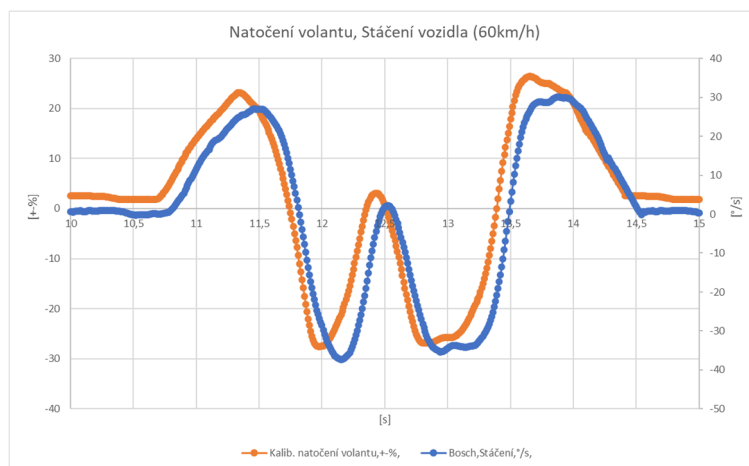
Graf 18 Pozice vozidla vůči referenční trajektorii a rychlost vozidla pro manévř v 70 km/h při použití stabilizace

## 6 Porovnání jízdních simulací s reálnými jízdními zkouškami

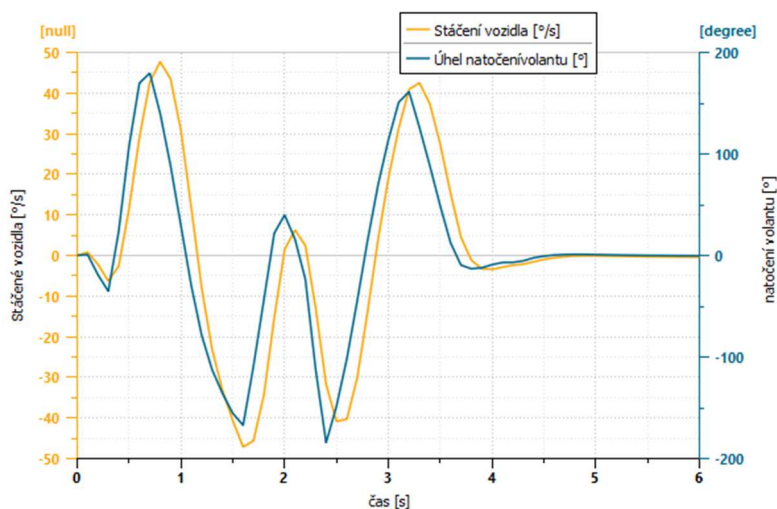
Pro porovnání dat jsem vybral dva testované manévry a to sice v rychlostech 60 a 70 km/h. u těchto dat lze nejlépe sledovat přesnost modelu vůči simulaci. Jako data pro porovnání jsem vybral hodnoty natočení volantu, stáčení vozidla a příčné zrychlení vozidla.

### 6.1 Porovnání dat reálné a simulované zkoušky při rychlosti 60 km/h

Při rychlosti 60 km/h se výsledky simulace pro natočení volantu a stáčení vozidla se od sebe neliší. V této rychlosti probíhá manévr klidně bez smyků. Lze proto považovat simulaci za přesnou. Hodnoty natočení volantu při reálné simulaci jsou uvedeny v procentech, kdežto u simulace ve stupních. Simulace počítá s maximem natočení volantu v hodnotě  $540^\circ$ , což odpovídá třem a půl otáčkám volantu. Při přepočtu na procenta výsledné natočení volantu odpovídá realitě.



Graf 19 Hodnoty stáčení vozidla a natočení volantu při reálné jízdní zkoušce v rychlosti 60 km/h

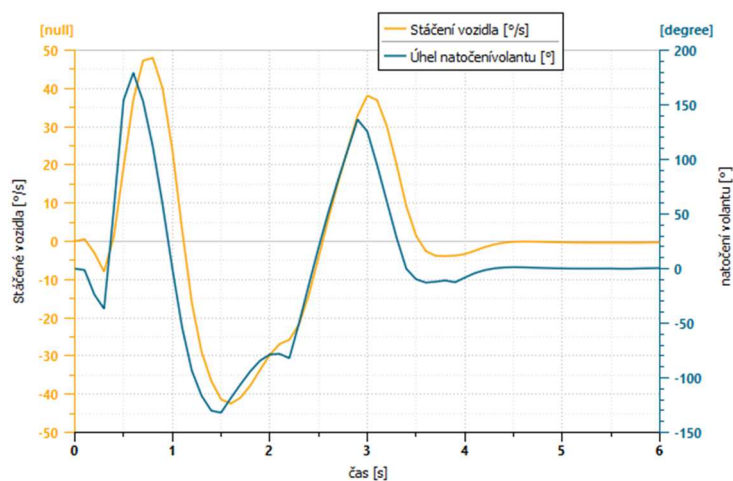


Graf 20 Hodnoty stáčení vozidla a natočení volantu při virtuální jízdní zkoušce v rychlosti 60 km/h

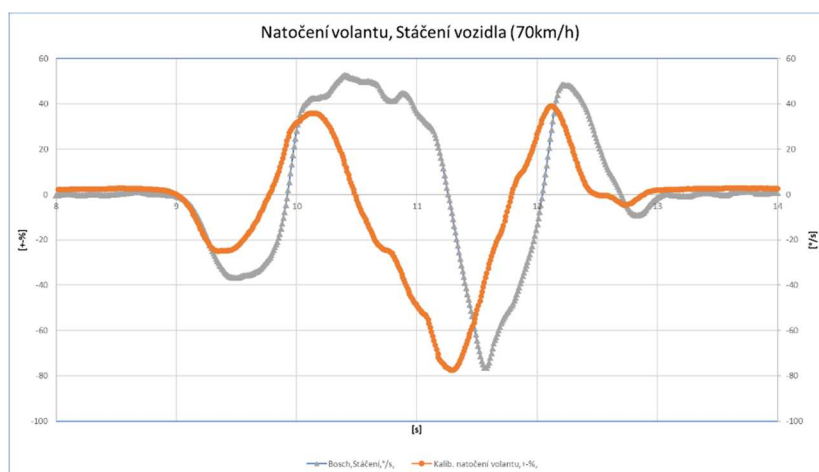
## 6.2 Porovnání dat reálné a simulované zkoušky při rychlosti 70 km/h

Při reálné jízdní zkoušce v rychlosti 70 km/h řidič projížděl manévrem plynule. Upravil jsem proto křivku referenční geometrie virtuálního řidiče tak a by odpovídal stylu projetí manévru reálným řidičem. Díky tomu ve výsledném porovnání jsou průběhy jednotlivých porovnávaných dat velmi podobné. I po úpravě referenční trajektorie vycházejí výsledky jízdní zkoušky kladně a dokonce s o poznání menším přetáčivým smykem.

Největší rozdílem mezi reálnou a simulovanou jízdní zkouškou je to, že se simulované vozidlo při průjezdu manévrem dostalo do přetáčivého smyku. Tato nepřesnost simulace může být způsobena nepřesnostmi v oblasti stabilizátoru a pneumatiky. Pneumatika a stabilizátor mají velký vliv na průjezd manévru a proto by bylo do budoucna potřeba zpřesnit model pneumatiky a stabilizátoru.



Graf 21 Hodnoty stáčení vozidla a natočení volantu při virtuální jízdní zkoušce v rychlosti 70 km/h



Graf 22 Hodnoty stáčení vozidla a natočení volantu při reálné jízdní zkoušce v rychlosti 70 km/h

### 6.3 Zhodnocení porovnání reálných a simulovaných jízdních zkoušek

Při porovnávání dat z reálných a simulovaných jízdních manévru jsem dospěl k závěru, že pro rychlosti do 65 km/h odpovídají výsledky simulovaných zkoušek víceméně reálným zkouškám. Nad rychlosti 65 km/h záleží velmi na stylu průjezdu řidiče. Řidič je totiž velmi důležitým článkem manévru a záleží na jeho stylu řízení a reakcích. Vzhledem k tomu, že virtuální řidič je řízen pomocí referenční trasy je nutno výsledky virtuálních zkoušek brát s rezervou a upravovat referenční trasu dle dané rychlosti. Řešením do budoucna by bylo připojení simulace ke vstupní periférii, například volantů, a řídit zkoušky pomocí něj.



## 7 Závěr

Simulační programy pro simulaci jízdní dynamiky jsou dnes již běžnou součástí vývoje automobilů. Umožňují velmi přesné simulace a jsou vhodné i pro ladění vozidel dříve než jdou do produkce. V první části práce jsem proto uvedl rešerši na téma dostupných simulačních programů na trhu. Následně jsem se rozhodnul vytvořit simulaci jízdní dynamiky vozidla SCX vyvíjeného na naší katedře v programu LSM Amesim.

V druhé části práce jsem poté představil své návrhy komponent vozidla, které jsou třeba pro správné fungování simulace, ze kterých jsem následně sestavil detailní návrh virtuálního dvojčete vozidla. Vzhledem k složitosti navrhnutého modelu jsem sestavil druhý model vozidla, který je sestavený z takzvaných superkomponentů. Tyto superkomponenty do sebe zahrnují hlavní parametry nutné pro simulaci a zbývající hodnoty dopočítávají pomocí matematických modelů. Do obou modelů jsem zakomponoval návrhy systém vektorování točivého momentu na jednotlivá kola.

Třetí část práce poté obsahuje postup, který jsem zvolil pro zjišťování hodnot pro simulaci jízdní dynamiky vozidla SCX při manévru ISO:3888, známého také jako losí test. Realizoval jsem poté virtuální zkoušky pro rychlosti od 50 do 75 km/h, které jsem analyzoval za pomoci grafů hodnot a vizualizace. Abych ověřil správnost simulací porovnal jsem výsledky virtuálních jízdních manévru s manévry reálnými.

Vzhledem k porovnání zkoušek se mi podařilo vytvořit relativně přesný virtuální model vozidla SCX pro simulaci jízdní dynamiky. Bohužel jsem musel v některých částech použít referenční hodnoty, které by se do budoucna daly zpřesnit experimentálním měřením a získat tak ještě přesnější virtuální simulace jízdní dynamiky vozidla.



## 8 Citovaná literatura

- [1] Řešení – Automobilový průmysl [online]. Siemens Česká republika [cit. 2021-01-12]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/cz/cs/reseni/automotive-manufacturing.html>
- [2] BÁRTA, Bc. Miroslav. MĚŘENÍ MOMENTU SETRVAČNOSTI VOZIDEL. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Pavel Brabec, Ph.D.
- [3] How to calculate centre of gravity position [online]. SuspensionSecrets. Dostupné také z: <https://suspensionsecrets.co.uk/how-to-calculate-centre-of-gravity-position/>
- [4] BRADSKÝ, Zdeněk a Rudolf VRZALA. Mechanika III./Dynamika/. Liberec: VŠST, Liberec, 1990. ISBN 80-7083-040-9.
- [5] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [6] Podklady společnosti SMARTMechanical Company. Dostupné z: <http://www.smartmechanical-company.it/en/products/intenso#information>.
- [7] Hauhoff J., Sedlmeier R. (2017) Steering Column and Intermediate Steering Shaft. In: Harrer M., Pfeffer P. (eds) Steering Handbook. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-05449-0\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-319-05449-0_10)
- [8] Spelta, C., Previdi, F., Savaresi, S. M., Bolzern, P., Cutini, M., & Bisaglia, C. (2010). A novel control strategy for semi-active suspensions with variable damping and stiffness. Proceedings of the 2010 American Control Conference. doi:10.1109/acc.2010.5530883
- [9] Bharane, Pravin and Kshitij Tanpure. "Design, Analysis and Optimization of Anti-Roll Bar." International Journal of Engineering Research and Applications 4 (2014): 137-140.
- [10] Pacejka, H. B., & Bakker, E. (1992). THE MAGIC FORMULA TYRE MODEL. Vehicle System Dynamics, 21(sup001), 1–18. doi:10.1080/00423119208969994
- [11] Wilson, G. N., Ramirez-Serrano, A., & Sun, Q. (2016). Geometric-based tyre vertical force estimation and stiffness parameterisation for automotive and unmanned vehicle applications. Vehicle System Dynamics, 55(2), 168–190. doi:10.1080/00423114.2016.1249378

- [12] Mántaras, D. A., Luque, P., Nava, J. A., Riva, P., Girón, P., Compadre, D., & Ferran, J. (2013). Tyre–road grip coefficient assessment. Part 1: off-line methodology using multibody dynamic simulation and genetic algorithms. *Vehicle System Dynamics*, 51(10), 1603–1618. doi:10.1080/00423114.2013.818157